



Graf.





Graf.















Theorie,
Berechnung und Konstruktion
der
Wasserturbinen und deren Regulatoren.

Ein Lehrbuch für Schule und Praxis

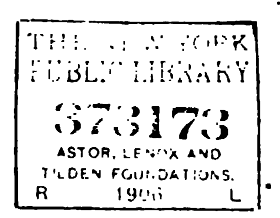
von

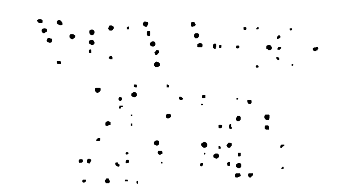
OTTO GRAF,
Ingenieur.

Mit 237 Abbildungen im Text, 15 Tabellen, 50 Tafeln und praktischen Rechnungsbeispielen.

Dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage.

MÜNCHEN.
Verlag von August Lachner.
1906.


373173



Vorwort.

Verhältnismässig schnell machte sich das Bedürfnis nach einer neuen Auflage geltend. Berufspflichten verhinderten mich aber, das mir gebotene Material zeitig genug zu verarbeiten, und so erschien die zweite Auflage als unveränderter Abdruck der ersten.

Vorliegende Arbeit stellt eine bedeutende Erweiterung dar, wobei ich es mir besonders angelegen sein liess, dem konstruierenden und projektierenden Ingenieur ein Handbuch zu schaffen. Tabellen und die Zusammenstellung der Hauptgleichungen nebst Angabe ihrer Lösungen sollen vorzüglich diesem Zwecke dienen. Vorteilhaft erschien es mir, die Besprechung ausgeführter Turbinenanlagen neu aufzunehmen. Unverkennbar geht aus dieser hervor, dass der moderne Turbinenbau nunmehr die drei Typen, Francis-, Schwamkrug- oder Girard- und Peltonturbine, für alle Gefällshöhen und Wassermengen und alle verlangten Umlaufzahlen anwendet, was nach Massgabe des im I. Abschnitt entwickelten Klassifikations-Koeffizienten nur berechtigt ist. Die nur auf Umlaufzahl, Laufraddurchmesser und Wassermenge bezüglichen klassifizierenden Koeffizienten einzuführen, habe ich wegen der dadurch undeutlich werdenden Kennzeichnung unterlassen.

Jedoch hielt ich es, den Zwecken eines Lehrbuches entsprechend, für geboten, alle, auch die die nicht bevorzugten Turbinentypen betreffenden Stellen unverkürzt beizubehalten. Sicherlich werden diese noch einen dankbaren Lehrstoff abgeben.

Neu hinzugekommen ist der Teil über Hydrometrie, in welchem die verschiedenen Messverfahren mit Angaben der praktischen Aus-

führungsmethoden eingehend besprochen sind, die jedem Turbinenbauer geläufig sein müssen.

Die fortschrittliche Gestaltung der Geschwindigkeitsregulierung der Turbinen hat den hydraulischen Regulator, gespeist durch natürlich oder künstlich erzeugtes Druckwasser, gegenüber dem zeitweise bevorzugten mechanischen Regulator in den Vordergrund gestellt und die gleichzeitige Anwendung von Wasserdruckregulatoren gefördert. Der vielfach umgestaltete III. Abschnitt würdigt all dies einzeln, kennzeichnet die verschiedenen Regulatortypen, insbesondere den hydraulischen Regulator, und bringt die Berechnung der einzelnen Teile. Während die Besprechung ausgeführter Regulierungen ein deutliches Bild des derzeitigen Standes des Regulatorenbaues gibt, erleichtern die im Tafelwerk gebrachten, zum grossen Teil kompletten Werkzeichnungen ausgeführter Turbinen, ihrer Anlagen und Regulatoren das Verständnis der Materie in anschaulichster Form. Ebenso reihen sich im V. Abschnitt: »Konstruktives« neue Stellen über die Ausführung der Triebrohrleitung u. s. w. ein.

Das reichhaltige Material an Werkzeichnungen u. a. wurde mir seitens der verschiedenen im Text genannten Turbinenbaufirmen in dankenswertester Weise zur Verfügung gestellt.

Die Erweiterungen bedingten, dass der frühere Umfang des Buches von 164 Textseiten, 138 Abbildungen und 3 Tafeln angewachsen ist auf 281 Textseiten, 237 Abbildungen und 50 Tafeln.

Möge auch diese neue Auflage ihrem Zweck sich dienlich erweisen.

Frankfurt a. M., den 1. September 1905.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

III. Abschnitt: **Regulierung der Turbinen.**

IV. Abschnitt: **Untersuchung der Turbine und Anleitung zur Wassermessung.**

V. Abschnitt: **Konstruktives.**

Tafelverzeichnis.

Tabellenverzeichnis.

Bezeichnungen.

Zum fortdauernden Gebrauch seien die folgenden Bezeichnungen eingeführt. Alle Masse ohne weitere Anmerkung sind in m, m/sk und m³/sk zu verstehen. Soweit dieselben Grössen an verschiedenen Stellen der Turbinenanordnung auftreten, werden sie durch Indices unterschieden. Wie aus den Abbildungen 12, 13, 72, 73, 81 und 101 zu ersehen ist, gilt der

Index 0 für den Leitradaustritt,
„ 1 „ „ Laufradeintritt,
„ 2 „ „ Laufradaustritt,
„ 3 „ „ Saugrohreintritt,
„ 4 „ „ Saugrohraustritt,
„ o „ „ Oberwassergraben,
„ u „ „ Unterwassergraben,
„ z „ „ das Zuflussrohr.

Allgemein bedeutet:

Q, q die Wassermenge,
H das Gesamtgefälle,
$H_{1,2}\ldots$ die Höhe des Punktes »1«, »2«, ... über einem Normalniveau,
H_e die Eintrittshöhe, lotrechte Entfernung von Oberwasserspiegel bis Punkt »0«,
$H_a = H_3 - H_4$ die Austrittshöhe,
$H_r = H_1 - H_2$ die Laufradhöhe,
$H_s = H_0 - H_1$ die Spalthöhe,
H_w die Reibungshöhe, der Teil des Gesamtgefälles, welcher durch Reibung und Wirbelung des Wassers verloren geht,
$\mathfrak{h}$ die Höhe eines Punktes unter dem Wasserspiegel,
$h = \mathfrak{h} + p$ den absoluten Wasserdruck in m Wassersäule,
p den Druck der Atmosphäre in m Wassersäule,
w die absolute Wassergeschwindigkeit,
v die relative Wassergeschwindigkeit,
u die Umfangsgeschwindigkeit,
n die minutliche Umlaufszahl,
ω die Winkelgeschwindigkeit,
δ den Winkel von w mit u,
β den Winkel von v_1 mit u_1 bezw. von v_2 mit $-u_2$,
F, f die Querschnitte,

D den Durchmesser des Turbinenrades,
R den Halbmesser des Turbinenrades,
S_s den Schaufelspalt,
K_s den Kranzspalt,
a die Schaufelweite,
b die Schaufelbreite,
s die Schaufelstärke,
z die Schaufelzahl,
t die Schaufelteilung,
e die radiale Schaufelerstreckung,
L, A das Arbeitsvermögen allgemein,
N das Arbeitsvermögen in PS,
η den Gesamtwirkungsgrad der Turbine,
ξ den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine,
α den Austrittsverlust,
ρ den Reibungsverlust,
γ das spezifische Gewicht,
$g = 9{,}81$ m/sk² die Beschleunigung durch die Schwere,
$\pi = 3{,}14$ die Ludolfsche Zahl.

I. Abschnitt.

Allgemeines.



§ 1.

Einleitung. Einteilung der Turbinen.

Turbinen sind hydraulische Motoren, bei denen sich das Wasser in relativer Bewegung zu dem Arbeitsaufnehmer befindet. Die Hauptwirkung des Wassers besteht in der lebendigen Kraft, die es vermöge Durchsinkens einer gewissen Gefällshöhe erlangt hat.

Sein so erworbenes Arbeitsvermögen wird ihm durch Veränderung seiner Geschwindigkeit auf dem Wege längs gekrümmter Schaufeln entzogen. Diese sitzen am Umfange eines Zylinders und bilden den Hauptbestandteil jeder Turbine, den Arbeitsaufnehmer, das Laufrad.

Um dem Wasser die nötige Eintrittsrichtung in das Laufrad zu geben, sind Leitschaufeln angeordnet, die in ihrer Gesamtheit Leitrad heissen.

Die Turbinen werden nach vier Gesichtspunkten eingeteilt. Man unterscheidet:

I. Nach der Wasserwirkung:

a) Ueberdruck- oder Reaktionsturbinen.

Bei Eintritt des Wassers in das Laufrad ist nur ein Teil der Gefällshöhe in Geschwindigkeit (kinetische Energie) umgesetzt; der andere Teil gelangt als Pressung (potentielle Energie) zur Wirkung. Im Spalt zwischen Lauf- und Leitrad herrscht also ein Druck grösser als der Atmosphärendruck. Die Arbeitsübertragung erfolgt durch Aenderung der Richtung und Grösse der Wassergeschwindigkeit.

b) Druck- oder Aktionsturbinen.

Hier ist bei Eintritt des Wassers in das Turbinenrad die gesamte Gefällshöhe in Geschwindigkeit (kinetische Energie) umgesetzt. Im Spalt ist ein Druck gleich dem Atmosphärendruck vorhanden. Die Arbeitsleistung des Wassers erfolgt ausschliesslich durch Aenderung der Geschwindigkeitsrichtung.

Die Druckturbinen lassen sich noch weiter unterscheiden in:

α) Grenzturbinen.

Die Laufradzellen sind vollständig gefüllt, wodurch der Wasserstrahl eine erzwungene Form erhält.

β) Freistrahlturbinen.

Die Laufradzellen sind nur teilweise gefüllt und der Wasserstrahl strömt frei hindurch, wobei er nur die konkave Schaufelfläche berührt.

II. Nach der Durchflussrichtung des Wassers:

a) Radialturbinen (Zylinderspalt).

Das Wasser strömt in winkelrechten Ebenen zur Achse, schräg-radial zum Laufrade; Leitrad entweder innerhalb oder ausserhalb des Laufrades, Achse häufiger horizontal als vertikal.

b) Achsialturbinen (Ringspalt).

Das Wasser strömt in konachsialen Zylindern durch das Laufrad. Das Leitrad ist auch hier über oder unter dem Laufrade angebracht, die Achse durchgängig vertikal.

c) Diagonalturbinen (Kegelspalt).

Das Wasser strömt in winkelschiefen Ebenen diagonal zum Laufrade. Diese Art ist von geringer Bedeutung.

d) Tangentialturbinen (Spaltlos).

Das Wasser tritt als geschlossener Strahl in Richtung der Tangente in das Rad. Das Leitrad besteht aus einer oder mehreren Düsen von rundem oder eckigem Querschnitt, die auf den Laufradumfang verteilt sind. Die Achse ist fast ausschliesslich horizontal.

III. Nach der Beaufschlagung:

Das Leitrad umfasst die ganze Peripherie oder nur einen Teil derselben.

a) Vollturbinen.

Leitrad auf dem ganzen Umfang. Für grosse Wassermengen und kleine Gefälle.

b) Teil- oder Partialturbinen.

Leitrad auf einem Teil des Umfanges. Für kleine Wassermengen und grosse Gefälle.

IV. Nach der Gesamtanordnung:

a) Horizontal- und Vertikalturbinen in bezug auf die Stellung ihrer Drehachsen;
b) Spiral- und Schachtturbinen, je nachdem die Turbine in Spiralgehäuse oder in offenem Schachte eingebaut ist;
c) einfache und mehrfache Turbinen.

In der Praxis bezeichnet man die verschiedenen Turbinentypen kurzweg nach ihrem Erstkonstrukteur. Mit unsern Unterscheidungsmerkmalen ist demnach die

Francisturbine eine Innere-Radial-Ueberdruck-Vollturbine,
Fourneyronturbine eine Aeussere-Radial-Ueberdruck-Vollturbine,

Jonvalturbine eine Achsial-Ueberdruck-Vollturbine,
Girardturbine eine Achsial-Druck-Voll- oder Teilturbine,
Schwamkrugturbine eine Innnere-Radial-Druck-Teilturbine,
Pelton- und Leffelturbine eine Tangential-Druck-Teilturbine.

§ 2.

Annahme für die theoretische Behandlung der Turbinen.

Zur Betrachtung der Geschwindigkeit und der Arbeitsverhältnisse des Wassers denken wir uns die ganze Wassermenge innerhalb einer Achsialturbine auf einen unendlich dünnen Zylindermantel konzentriert, bei der Radialturbine in eine mittlere horizontale, unendlich dünne Schicht. Das Wasser bewegt sich demnach in beiden Fällen in einem unendlich schmalen Kanal, der selbst wieder eine Bewegung ausführt.

Da der Abstand des Wasserteilchens von der Drehachse einer Achsialturbine konstant bleibt, so kommt hier für unsere Untersuchung eine Zentrifugalwirkung des Wasserelementes auf seinem Wege durch den Laufradkanal nicht in Betracht. Wir können deshalb für die weitere Untersuchung annehmen, der Kanal bewege sich mit konstanter Geschwindigkeit in einer Ebene.

Anders verhält es sich bei einer Radialturbine. Hier ist wegen des veränderlichen Abstandes des Wasserteilchens von der Drehachse die Zentrifugalwirkung wohl zu berücksichtigen und der weiteren Behandlung der Fall zugrunde zu legen, dass der Kanal um eine Achse rotiere.

Nach diesen kurzen vorbemerkenden Erläuterungen wollen wir verschiedene Untersuchungen anstellen, die uns erlauben, Rückschlüsse auf analoge Verhältnisse bei den Turbinen zu ziehen.

§ 3.

Die Leitschaufel.

In einen Kanal, der nach umstehender Abbildung 1 dimensioniert ist, tritt bei a ein Wasserstrahl ein, welcher den ganzen Querschnitt des Kanals anfüllt. Die Grösse und Geschwindigkeit des Strahles wird durch die Gerade $\overline{ab}$ dargestellt.

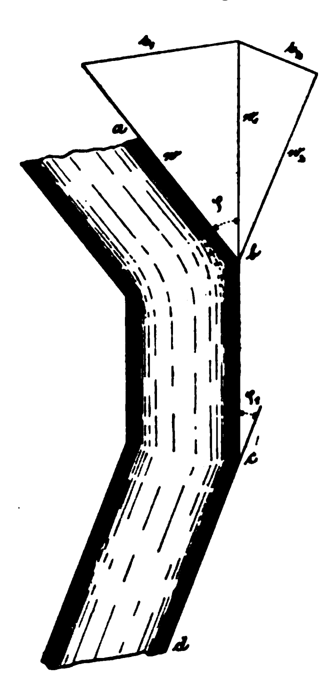
Der Einfachheit halber nehmen wir für die folgenden Untersuchungen das Wasser als vollkommen unelastisch an und sehen von allen Reibungsverlusten ab.

Nach dem Beharrungsgesetz fliesst dann das Wasser mit der konstanten Geschwindigkeit w längs $\overline{ab}$, um in b auf die Fläche bc zu stossen. Dadurch erfährt das Wasser auf Kosten des Stossverlustes eine Richtungsänderung.

Zerlegen wir die Eintrittsgeschwindigkeit $w = \overline{ab}$ in zwei Komponenten $w_1 \parallel bc$ und $s_1 \perp bc$, so ist w_1 die Geschwindigkeit nach dem Stoss der Grösse und Richtung nach und die Komponente s_1 der entsprechende Stossverlust. Die lebendige Kraft des Wassers mit der Eintrittsgeschwindigkeit w berechnet sich, wenn wir $Q\,\gamma = 1$ setzen, zu $L = \frac{w^2}{2g}$. Nach Aenderung der Richtung ist die lebendige Kraft nur noch $L_1 = \frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2 \cos^2 \varphi}{2g}$, worin φ den Neigungswinkel bedeutet, mit welchem die endlichen Flächen aneinanderstossen. Der Arbeitsverlust infolge des Stosses wird dann mit $s_1 = w \sin \varphi$



Abbildung 1.



$$\frac{w^2 \sin^2 \varphi}{2g} = \frac{s_1^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 1.$$

So oft der Vorgang sich wiederholt, geht die entsprechende Geschwindigkeitskomponente verloren. Die lebendige Kraft L_2 ist also um den Betrag $\frac{s_1^2 + s_2^2}{2g} < L$, die anfängliche. Hieraus folgt:

$$L_2 = \frac{w^2}{2g} - \left(\frac{s_1^2 + s_2^2}{2g}\right)$$

$$L_2 = \frac{w^2}{2g} - \Sigma\, \frac{w^2 \sin^2 \varphi}{2g} \quad \ldots \quad 2.$$

Wählen wir die jedesmalige Ablenkung des Kanals unendlich klein, so geht dieser in einen kontinuierlich gekrümmten über, und wir erhalten eine kontinuierliche Ablenkung des Wassers. Hiermit wird aber der Ausdruck $\frac{w^2 \sin^2 \varphi}{2g}$ eine unendlich kleine Grösse zweiter Ordnung, deren Summe immer noch eine unendlich kleine Grösse erster Ordnung bleibt, die gegenüber dem Ausdruck $\frac{w^2}{2g}$ verschwindet.

Dadurch wird

$$L = L_2 = \frac{w^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 3.$$

Das heisst: »Bewegt sich das Wasser längs einer gekrümmten Fläche, so tritt keine Aenderung der lebendigen Kraft ein, vorausgesetzt, es wirken nicht noch andere Kräfte (Schwerkraft, Reibung) auf das Wasser ein.« Daraus folgt, dass für eine verlustfreie Wasserbewegung längs der Leitschaufel jeder Turbine die Leitschaufelkrümmung stetig sein muss.

§ 4.

Die Laufschaufel.

Ihr Wesen erfordert, die Bewegung des Wassers längs bewegten Flächen zu betrachten. Wieder gelten dieselben Voraussetzungen wie in erstem Falle.

Der Kanal sei durch eine ebene Fläche, nach Abbildung 2, dargestellt, welche sich mit der konstanten Geschwindigkeit u bewege. Der Winkel, unter welchem der Wasserstrahl auf die bewegte Fläche auftrifft, ist beliebig.

Um hier die Grösse des Stossverlustes festzustellen, führen wir diesen Vorgang auf den bei einer ruhenden Fläche zurück, indem wir uns dem ganzen System die entgegengesetzte Geschwindigkeit $-u$ erteilt denken.

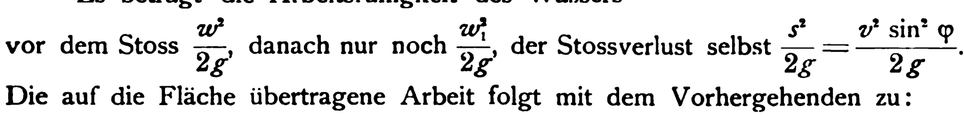
Abbildung 2.

Wir konstruieren uns also aus w und $-u$ das Geschwindigkeitsdreieck. v ist dann die Geschwindigkeit relativ zur Scheinfläche. Anstatt einer bewegten Fläche, auf welche das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit w stösst, haben wir nunmehr eine ruhende Fläche, gegen welche das Wasser jetzt mit der Relativgeschwindigkeit v auftrifft.

Wie im ersten Fall geht auch hier die Geschwindigkeitskomponente $s = v \sin \varphi$ durch den Stoss verloren. Nach dem Stoss fliesst das Wasser mit der Relativgeschwindigkeit $v_1 = v \cos \varphi$ längs der Schaufel weiter. Die absolute Wassergeschwindigkeit nach dem Stoss ist w_1, die Resultierende aus $-u$ und v_1.



Es beträgt die Arbeitsfähigkeit des Wassers



vor dem Stoss $\frac{w^2}{2g}$, danach nur noch $\frac{w_1^2}{2g}$, der Stossverlust selbst $\frac{s^2}{2g} = \frac{v^2 \sin^2 \varphi}{2g}$.

Die auf die Fläche übertragene Arbeit folgt mit dem Vorhergehenden zu:

$$L = \frac{w^2}{2g} - \left(\frac{w_1^2}{2g} + \frac{s^2}{2g}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad 4.$$

In den schraffierten Dreiecken unserer Abbildung 2 bestehen die Beziehungen:

$$w^2 = w_1^2 + s^2 + 2\, w_1\, s \cos \gamma$$

oder

$$w^2 - w_1^2 - s^2 = 2\, s\, w_1 \cos \gamma.$$

Ferner

$$w_1 \cos \gamma = u \sin \beta.$$

Folglich wird obige Arbeit

$$L = \frac{s\, u \sin \beta}{g} = \frac{s\, w_1 \cos \gamma}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5.$$

Diese Arbeit erreicht ihren Höchstwert, wenn das Wasser senkrecht auf den Kanal trifft. Es wird dann $\cos \gamma = 1$, $s = w_1 = \frac{w}{2}$, und damit

$$L_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 6.$$

Das heisst: »Durch den Stoss kann dem Wasser im besten Falle nur die Hälfte seines Arbeitsvermögens entzogen werden.« Hieraus ist zu ersehen, dass eine Turbinenschaufel von hohem Nutzeffekt dem Wasser die Arbeit nicht durch Stosswirkung entziehen darf, sondern nur durch Strahlablenkung.

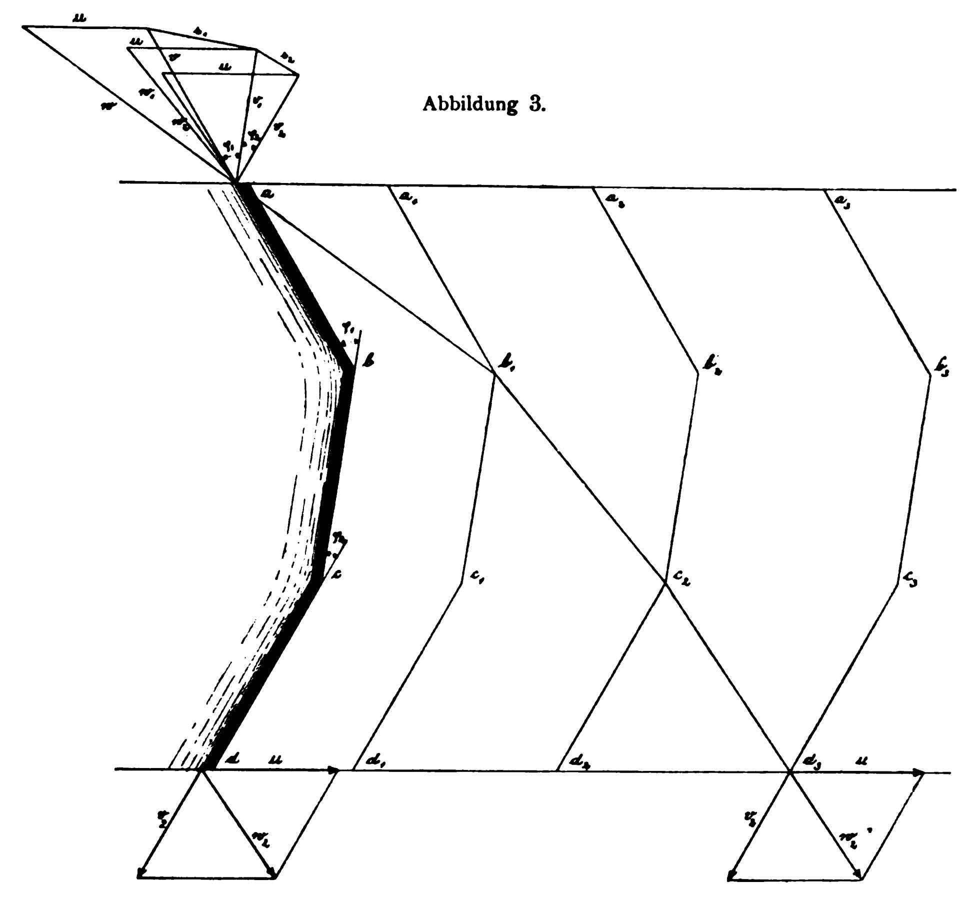


Abbildung 3.

»Zur Verhütung von Stossverlusten ist deshalb dem ersten Schaufelelement die Richtung der relativen Wassergeschwindigkeit zu geben.«

Durch richtige Wahl der Schaufelgeschwindigkeit u ist diese Bedingung leicht zu erfüllen. Es ist aber auch klar, dass es nur dann diese eine Geschwindigkeit gibt, mit welcher die Schaufel richtig arbeitet.

Strömt das Wasser nach obiger Regel längs einer geradlinigen Fläche, so erfolgt keine Arbeitsabgabe; denn Ein- und Austrittsgeschwindigkeit sind einander gleich. Erst wenn das fliessende Wasser eine Richtungsänderung erleidet, kann ihm Arbeit entzogen werden. Zur Verständigung über das Wesen

dieser Arbeitsentziehung denken wir uns mehrere Flächen mit den endlichen Winkeln φ, gemäss Abbildung 3 aneinandergereiht. Hier gelten die früheren Voraussetzungen, und die weitere Annahme, dass der Kanal sich geradlinig mit konstanter Geschwindigkeit u bewege.

Nach unserer Regel für den stossfreien Wassereintritt muss die Resultierende aus $-u$ und w in Richtung des ersten Schaufelelementes $a\,b$ fallen. Das Wasser strömt sodann mit den Relativgeschwindigkeiten v, v_1 und v_2 die einzelnen Schaufelteile entlang. An den Bruchpunkten b, c geht jedesmal durch den Stoss die Geschwindigkeitskomponente s_1, s_2 verloren. Dadurch nun, dass sich die absolute Geschwindigkeit w, welche sich aus dem veränderten v und dem konstanten u jeweilig zusammensetzt, in ihrer Richtung ändert und zugleich verkleinert, wird ein beständiger Druck auf die einzelnen Schaufelflächen erzeugt.

Die an den Kanal abgegebene Arbeit berechnet sich zu

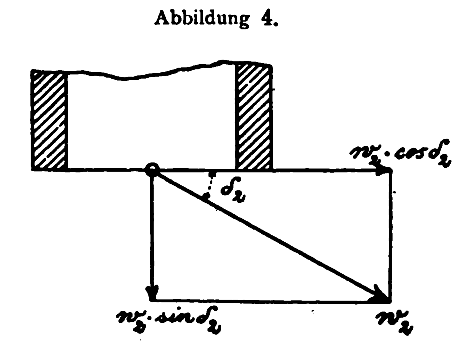
$$L = \frac{w^2 - w_2^2 - \Sigma s^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7.$$

Nach § 3 ist aber $\Sigma \frac{s^2}{2g} = \Sigma \frac{w^2 \sin^2 \varphi}{2g} = 0$. Demnach geht Gleichung 7 über in

$$L = \frac{w^2 - w_2^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 8.$$

Wir ersehen daraus, dass beim Durchfluss des Wassers durch einen gleich weiten, kontinuierlich gekrümmten und bewegten Kanal keine Stossverluste auftreten und die Relativgeschwindigkeit während des ganzen Vorganges von unveränderter Grösse bleibt. Vorausgesetzt ist dabei, dass keine anderen Kräfte auf das Wasser einwirken.

Abbildung 4.



In unserer Abb. 3 hat das Wasser beim Austritt eine absolute Geschwindigkeit w_2, welche noch eine Komponente im Sinne der Bewegungsrichtung der Schaufel enthält. Durch Verlängerung der Schaufel hätte diese noch zur Arbeitsleistung herangezogen werden können. Wir hätten dann mit dem senkrechten Wasseraustritt auch zugleich ein Minimum für den Austrittsquerschnitt erlangt; denn nach der Kontinuitätsgleichung gilt für ihn mit Bezugnahme auf Abbildung 4 die Beziehung: Wassermenge $q = f_2 w_2 \sin \delta_2$, woraus der Austrittsquerschnitt folgt:

$$f_2 = \frac{q}{w_2 \sin \delta_2}.$$

Für den senkrechten Wasseraustritt mit $\delta_2 = 90^0$ wird

$$f_{2\,\min} = \frac{q}{w_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 9.$$

In unserer Abbildung 3 stellt der Linienzug $a\,b\,c\,d$ den relativen Weg und der Linienzug $a\,b_1\,c_2\,d_3$ den absoluten Weg des Wassers dar.

Die Grundregeln für eine richtig arbeitende Laufschaufel lassen sich aus vorstehenden Betrachtungen dahin zusammenfassen:

1. Die Laufschaufel sei kontinuierlich gekrümmt.
2. Die Richtung des ersten Schaufelelementes falle in die Richtung der Relativgeschwindigkeit.
3. Die Richtung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit des Wassers stehe senkrecht auf der Bewegungsrichtung der Schaufel.

§ 5.

Druck- und Ueberdruckwirkung des Wassers.

Zur Erklärung dieser Erscheinung betrachten wir die Bewegung eines Wasserteilchens in einer Rohrleitung nach Abbildung 5. Der Einfachheit halber sehen wir wieder von allen Bewegungswiderständen (Reibung, Kontraktion) ab.

Durchsinkt ein Wasserteilchen in »0« die Höhe H, so wird es infolge seiner Schwerkraft, entsprechend dem Gesetz vom freien Fall eines Körpers, bei »2« aus dem Querschnitt F_2 mit der Geschwindigkeit $w_2 = \sqrt{2\,g\,H}$ austreten. Der Wasserspiegel $a\,a$ der Rohrleitung werde durch beständigen Wasserzufluss auf gleichem Niveau erhalten. Offenbar ist dann dieses Wasserquantum $Q = F_2\,w_2$, wenn w_2 die im Querschnitt F_2 herrschende Geschwindigkeit bedeutet.

Dieselbe Wassermenge Q, die in der Sekunde bei »2« austritt, passiert in derselben Zeit auch jeden anderen Querschnitt der Leitung. Für den grösseren Querschnitt F_1 bei »1« ist die Geschwindigkeit durch $Q = F_1\,w_1$ zu

$$w_1 = \frac{F_2}{F_1}\,w_2 = \frac{F_2}{F_1}\sqrt{2\,g\,H}$$

oder

$$w_1 = m\sqrt{2\,g\,H}$$

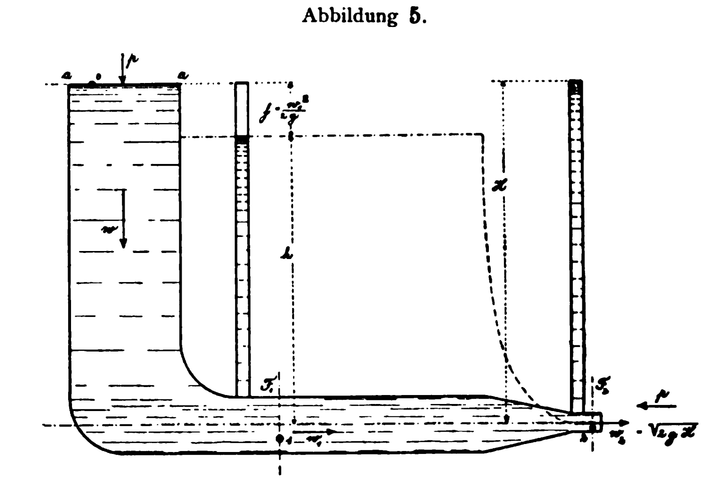
gegeben, wenn F_1 durch F_2 ausgedrückt wird.

Wir sehen also, in den Querschnitten F_1 und F_2 sind nicht dieselben Geschwindigkeiten vorhanden, obwohl das Wasserteilchen jedesmal die gleich grosse Gefällshöhe durchsunken hat. Es ist in F_2 die ganze Gefällshöhe H in Geschwindigkeit bezw. in kinetische Energie von der Grösse $H = \frac{w_2^2}{2\,g}$ umgesetzt. Dagegen kommt in F_1 nur ein Teil der Gefällshöhe zur Geltung, deren

Mass durch $m^2 H = \frac{w_1^2}{2g}$ ausgedrückt ist. Nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie kann aber keine Kraft verloren gehen. Folglich muss diese überschüssige Arbeit im Betrage von $(1 - m^2) H$ auch im Querschnitt F_1 in irgend einer Form von Energie vorhanden sein. Tatsächlich macht sich auch diese noch nicht in Geschwindigkeit umgesetzte Gefällshöhe dort als Wandungsdruck, Pressung, geltend.

Von dieser Tatsache kann man sich leicht überzeugen, wenn man an verschiedenen Stellen der Rohrleitung kleine Röhrchen, sogenannte Piezometerröhren, anbringt. Solange bei F_2 Wasser ausfliesst, enthält die Röhre bei

Abbildung 5.



»2« kein Wasser. In der Röhre bei »1« wird sich dagegen das Wasser in einer Höhe h einstellen, welche um den Betrag $\frac{w_1^2}{2g} < H$ ist. Daraus folgt, dass die in F_1 auftretende Pressung einer Wassersäule von der Höhe

$$h = H - \frac{w_1^2}{2g} \qquad \text{. . . . . 10.}$$

entspricht. Siehe auch Abbildung 5.

In der Hydraulik führt diese Höhe den Namen hydraulische Druckhöhe. Nennt man die zu w_1 zugehörige Fallhöhe $\frac{w_1^2}{2g} = \mathfrak{h}$ die Geschwindigkeitshöhe, so lautet der bekannte Satz:

Die hydraulische Druckhöhe ist um die Geschwindigkeitshöhe kleiner als die hydrostatische Druckhöhe.

Nach vorstehendem wohnen dem Wasser bei seinem Durchfluss durch F_1 zwei verschiedene Energieformen inne,

1. vermöge seiner Geschwindigkeit, die kinetische Energie $\frac{w_1^2}{2g} = \mathfrak{h}$,

2. vermöge seiner Pressung, die potentielle Energie $H - \frac{w_1^2}{2g} = h$.

Diese Pressung wird auf dem Wege $1 \div 2$ in Geschwindigkeit umgesetzt, so dass beim Ausfluss des Wassers die ganze verfügbare Energie in kinetische Energie umgewandelt ist.

Genau dieselben Verhältnisse wie in unserer Rohrleitung sind in dem Laufrade der Turbine anzutreffen, mit dem prinzipiellen Unterschied, dass dort die Rohrleitung bezw. der Kanal um eine Achse rotiert, was aber vorerst noch ohne Belang ist.

Stellt der Eintrittsquerschnitt in das Laufrad die engste Stelle des ganzen Wasserlaufes dar, in unserem Beispiele F_2, so wird die gesamte Gefällshöhe zur Erzeugung der betreffenden Eintrittsgeschwindigkeit nötig, und das Wasser wirkt dann lediglich durch seine kinetische Energie auf die Laufschaufel. Die Pressung ist hier gleich dem Atmosphärendruck. Die Kraftabgabe an die Schaufeln erfolgt nach der in § 4 gezeigten Art. Wir haben es mit einer Druck- oder Aktionswirkung des Wassers zu tun. Die Turbine wird demnach eine Druck- oder Aktionsturbine genannt.

Im Gegensatz hierzu spricht man von einer Ueberdruckwirkung des Wassers bezw. Ueberdruck- oder Reaktionsturbine, wenn der Eintrittsquerschnitt in das Laufrad nicht die engste Stelle des Wasserlaufes ist, sondern sich die Kanäle erst nach dem Austritt hin verengen, wie in unserm Falle von F_1 auf F_2. Beim Eintritt in das Turbinenlaufrad ist hier nur ein Teil der gesamten Gefällshöhe in Geschwindigkeit, kinetische Energie, umgesetzt. Der Restteil wirkt als Pressung, indem er die Wasserteilchen beim Durchgang durch die Laufradzellen beschleunigt. Die Beschleunigung ist also die Folge der Pressungsdifferenz an Ein- und Austrittsstelle. Durch diese Beschleunigungsdrucke erhält das Wasser ähnlich den Gasen das Bestreben, sich auszudehnen, d. h. die Laufradzellen vollkommen anzufüllen. Im Hinblick auf diese Eigentümlichkeit des Wassers bei Ueberdruckturbinen wird erklärlich, dass es auf seinem Wege vom Obergraben durch die Turbine bis zum Untergraben ein zusammenhängendes Band bilden muss. Eine Ueberdruckturbine kann dieserhalb auch in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Untergraben aufgestellt werden, es muss nur die Kontinuität des Wasserbandes erhalten bleiben.

§ 6.

Grössenberechnung einer Turbinenanlage.

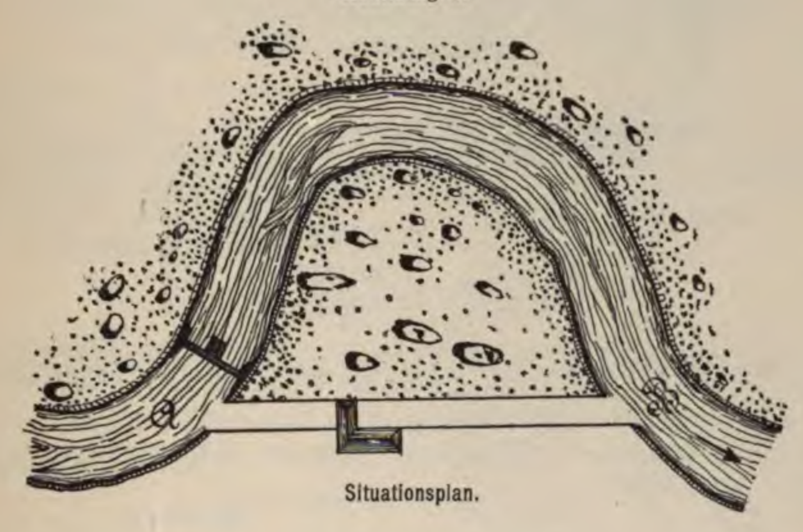
Die Wassermenge eines Flusses nach unserer Skizze Abbildung 6 betrage $Q\,m^3/_{sk}$. Das disponible Gefälle zwischen den Punkten A und B werde durch

Nivellement zu $H_d m$ gefunden. An der Verbrauchsstelle sind aber davon nur noch Hm konzentriert, entsprechend den vorhandenen Kanalgefällen.

Allgemein berechnet sich dann die Zahl der absoluten Pferdestärken zu

$$N_a = \frac{1000\, Q\, H}{75} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 11.$$

Abbildung 6.



Situationsplan.

Das Wasserteilchen bei »0« des Oberwasserspiegels nach Abbildung 8 ist infolge seiner Bewegung und seiner Lage imstande, eine Arbeit zu leisten von der Grösse

$$A_0 = \left(H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g}\right) Q \gamma.$$

Hierin ist der absolute Wasserdruck $h_0 = p$, dem Atmosphärendruck. Durch die Wahl eines günstigen Normalprofiles ist ohne Fehler die Geschwindigkeit $w_0 = 0$ zu setzen, womit auch $\frac{w_0^2}{2g} = 0$ wird.

Dem Wasserteilchen bei »4« wohnt noch eine Arbeitsfähigkeit inne im Betrage von

$$A_4 = \left(H_4 + h_4 + \frac{w_4^2}{2g}\right) Q \gamma.$$

Da wir gezwungen sind, das Wasser abzuführen, geht uns diese Arbeit A_4 verloren. Eine weitere Arbeitseinbusse erfolgt durch die Reibung des Wassers. Mit Hilfe des Reibungskoeffizienten berechnet sich die Reibungsarbeit zu

$$R = \rho\, Q\, \mathrm{H}\, \gamma.$$

Die effektive Arbeit des Wassers in PS_e wird also

$$N_e = A_0 - A_4 - R = \left[(H_0 - H_4) + (h_0 - h_4) - \frac{w_4^2}{2g} - \rho H\right] \frac{Q\gamma}{75}.$$

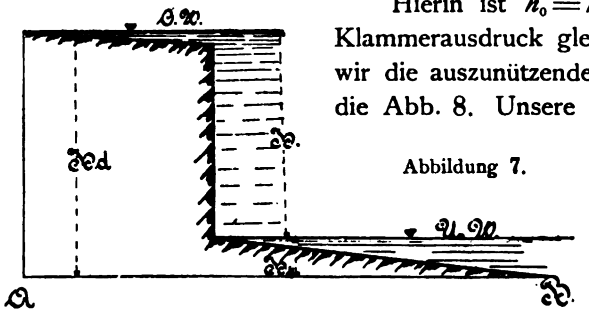


Abbildung 7.

Längenprofil der Wasserwege.

Hierin ist $h_0 = h_4 = p$; demnach wird der eine Klammerausdruck gleich Null. Für H_0 — H_4 können wir die auszunützende Gefällshöhe H einführen. Siehe die Abb. 8. Unsere letzte Gleichung erhält damit die einfache Fassung

$$N_e = \left(H - \frac{w_4^2}{2g} - \rho H\right) \frac{Q\gamma}{75} \quad 12.$$

Aus dem Verhältnis der effektiven zu den absoluten Pferdestärken erhalten wir den hydraulischen Wirkungsgrad

$$\xi = \frac{N_e}{N_a} = 1 - \frac{w_4^2}{2gH} - \rho \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 13.$$

In dem letzten Ausdruck ist $\frac{w_4^2}{2gH}$ die spezifische Austrittsenergie, Austrittsverlust genannt. Bezeichnen wir ihn mit α, dann ergibt sich $\xi = 1 - \alpha - \rho$. Mit diesem hydraulischen Wirkungsgrad bestimmt sich die für das Laufrad disponible Arbeitsstärke

$$N_\xi = \xi N_a \quad . \; . \; . \; . \quad 14.$$

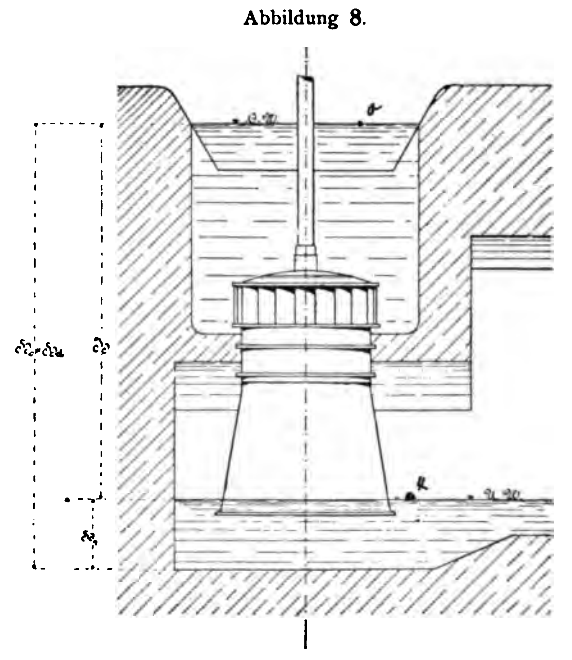
Die an der Turbinenwelle gemessene Nutzarbeit wird um einen geringen Betrag kleiner, entsprechend dem kleineren mechanischen Wirkungsgrad η. Damit folgt endlich die Nutzarbeit

$$N_\eta = \eta N_a \quad . \; . \; . \; . \quad 15.$$

Anmerkung:

a) Der Reibungskoeffizient richtet sich ganz nach der Güte der Schaufelkonstruktion und ihrer Bearbeitung und wächst mit der Grösse der benetzten Fläche. Er schwankt zwischen $\rho = 0{,}10$ und $\rho = 0{,}18$. Im Mittel $\rho_m = 0{,}12$

Abbildung 8.



Die Turbinenanlage.

b) Der Austrittsverlust ist abhängig von der Turbinengattung und in Hinsicht auf einen guten Wirkungsgrad tunlichst einzuschränken. Seine Grösse, in Prozenten des Gesamtgefälles, liegt innerhalb der Grenzen $\alpha = 0{,}01 \div 0{,}10$. Im Mittel $\alpha_m = 0{,}04$.

c) Der mechanische Wirkungsgrad ist abhängig von den verschiedenen Aufstellungsarten, Lagerbelastungen u s. w. und um so höher, je sorgfältiger die Lagerkonstruktionen und die Ausbalanzierung der rotierenden Gewichte ausgeführt sind. Bei guter Ausführung kann $\eta = \xi - 0{,}02 \div 0{,}04$ gesetzt werden.

Beispiel:

Gegeben sei eine Wassermenge $Q = 3\ m^3/_{sk}$ von einem Gefälle $H = 8\ m$. Es fragt sich, wie gross ist die Nutzarbeit, die hier durch Anlage einer Francisturbine mit Drehschaufelregulierung zu gewinnen ist?

Die disponible Arbeit berechnet sich nach Gleichung 11 zu

$$\underline{N_a} = \frac{1000 \cdot 3 \cdot 8}{75} = \underline{320\ PS_a}.$$

Zur Bestimmung der für das Laufrad disponiblen Arbeit legen wir zuert ξ fest; nehmen wir hierzu $\rho = 0{,}14$ und $\alpha = 0{,}02$ an, so folgt nach Gleichung 13

$$\underline{\xi} = 1 - 0{,}14 - 0{,}02 = \underline{0{,}84}$$

und nach Gleichung 14

$$\underline{N_\xi} = 0{,}84 \cdot 320 = \underline{269\ PS.}$$

Endlich ergibt sich mit dem mechanischen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}84 - 0{,}03 = 0{,}81$ die gesuchte Nutzarbeit aus Gleichung 15 zu

$$\underline{N_\eta} = 0{,}81 \cdot 320 = \underline{259\ PS_e}.$$

§ 7.

Die Geschwindigkeiten und Wassermengen in einem Turbinenkanal.

Die Bezeichnungen gelten für umstehende Abbildung 9 und 10. Setzen wir der Einfachheit halber fortab $Q\gamma = 1$, so berechnet sich die Arbeitsfähigkeit eines Wasserteilchens bei »0« zu

$$A_0 = H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g}.$$

An der Austrittsstelle ist die dem Wasser innewohnende Arbeit

$$A_1 = H_1 + h_1 + \frac{w_1^2}{2g}.$$

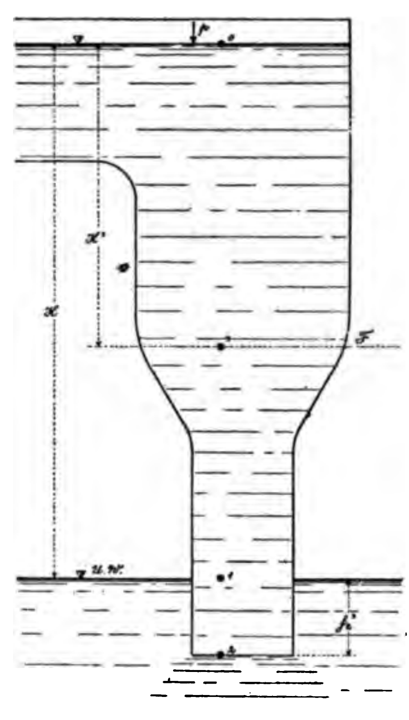
Sehen wir von Reibungsverlusten ab, so muss die Arbeit $A_1 = A_0$ sein.

Also
$$H_1 + h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g},$$
woraus mit $H_0 - H_1 = H$ folgt:
$$\frac{w_1^2}{2g} + h_1 = H + h_0 + \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 16.$$

Das heisst in Worten: »Für einen beliebigen Querschnitt ist die Summe aus der Geschwindigkeitshöhe und der absoluten Druckhöhe gleich derselben Summe an der Eintrittsstelle vermehrt um die vom Wasser durchfallene Höhe.«

Abbildung 9.

Abbildung 10.



In unserm Beispiel nach Abbildung 9 ist $h_0 = h_1 = p$. Die Gleichung 16 geht damit über in
$$\frac{w_1^2}{2g} = H + \frac{w_0^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 17.$$

Hieraus berechnet sich dann die Austrittsgeschwindigkeit
$$w_1 = \sqrt{2g\left(H + \frac{w_0^2}{2g}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 18.$$

Den Beharrungszustand vorausgesetzt, gilt die Kontinuitätsgleichung
$$Q = F_0 w_0 = F_1 w_1 = \text{const.},$$

woraus sich die Geschwindigkeit $w_0 = w_1 \frac{F_1}{F_0}$ ausdrücken lässt. Damit schreibt sich unsere Gleichung 17 in der Form

$$H = \frac{w_1^2}{2g}\left(1 - \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 19.$$

Aus letzter Beziehung folgt die Austrittsgeschwindigkeit

$$w_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1 - \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 20.$$

Die Ausflussmenge des Wassers ist bestimmt durch

$$Q = F_1 \sqrt{\frac{2gH}{1 - \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 21.$$

oder nach Gleichung 18 zu

$$Q = F_1 \sqrt{2g\left(H + \frac{w_0^2}{2g}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 22.$$

Erfolgt der Wasseraustritt unter Unterwasserspiegel gemäss Abbildung 10, so ist analog der Gleichung 16

$$\frac{w_2^2}{2g} + \mathfrak{h}'_2 + p = H + \mathfrak{h}'_2 + p + \frac{w_0^2}{2g},$$

woraus folgt

$$\frac{w_2^2}{2g} = H + \frac{w_0^2}{2g}.$$

Hieraus ersehen wir, dass es in bezug auf die Austrittsgeschwindigkeit einerlei ist, ob der Wasseraustritt in freier Luft oder unter Wasser geschieht. Stets bleibt die Austrittsgeschwindigkeit für dieselbe Gefällshöhe die gleiche. In unserem Beispiel nach Abbildung 10 ist demnach $w_1 = w_2$.

§ 8

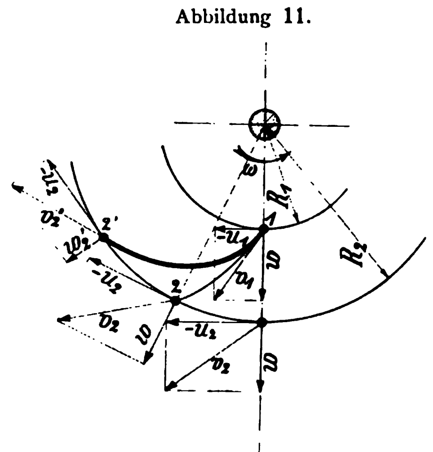
Einfluss der Zentrifugalkräfte.

Allgemein wird ein Wasserteilchen in jedem Turbinenlaufrad nach den Gesetzen der Mechanik einer Fliehkraft von der Grösse $\frac{u^2}{R} = R\omega^2$ unterworfen sein. Hierin bedeutet R Abstand der Wasserteilchen von der Drehachse, u Umfangsgeschwindigkeit in diesem Abstand und ω seine Winkelgeschwindigkeit.

In einer Achsialturbine mit parallelen Laufradkränzen ist nun das Wasserteilchen durch diese Begrenzung gezwungen, seinen Weg in einer zur Radachse parallelen Zylinderfläche zurückzulegen. Für diesen Fall bleibt also der Ab-

stand R derselbe, ω ist, gleiche Umlaufszahl vorausgesetzt, eine konstante Grösse, und, da die Richtung der Fliehkraft in jedem Augenblick senkrecht zur Bahn der Wassergeschwindigkeit steht, kann die Fliehkraft weder auf die absolute noch relative Wassergeschwindigkeit einwirken, muss also von gleicher Grösse bleiben. Als einzige Aeusserung der Fliehkraft bleibt nur noch die, dass sie den Laufradaussenkranz, welcher ihr das Gleichgewicht zu halten hat, belastet. Aber dies ist auch nur für Achsialdruckturbinen gültig. Sobald die Turbine nämlich als Ueberdruckturbine arbeitet, stellen sich, gemäss den noch später zu entwickelnden Arbeitsgleichungen, Drucke ein, welche dem durch die Zentrifugalkräfte hervorgerufenen das Gleichgewicht halten und so den Aussenkranz vollständig nach dieser Richtung entlasten. Eine Unterteilung der Radbreite bei Achsialüberdruckturbinen, wie man das häufig findet, ist demnach unnötig.

Abbildung 11.



Fassen wir nunmehr die Bewegung eines Wasserteilchens durch das Laufrad einer Radialturbine ins Auge, so sehen wir, dass sich der Abstand der Wasserteilchen von der Drehachse in jedem Augenblick ändert und damit auch seine Fliehkraft.

Zur Untersuchung dieses Falles denke man sich eine innenbeaufschlagte Radialturbine durch eine zur Drehachse senkrechte Ebene geschnitten und die Ebene mit der konstant vorausgesetzten Turbinenumlaufzahl rotierend. Für die Punkte »1« und »2« der Ebene, entsprechend dem Laufradein- und -austritt, erhalten wir sodann eine Umfangsgeschwindigkeit $R_1 \omega = u_1$ und $R_2 \omega = u_2$. Ein Wasserteilchen, das mit der absoluten Wassergeschwindigkeit w, die der Einfachheit halber radial gerichtet sein möge, wie in Abb. 11 dargestellt, in das Laufrad eintritt, wird bei schaufellos gedachtem Laufrad in gleicher Richtung und Grösse aus demselben wieder austreten und seine Spur auf der unter ihm gedacht rotierenden Ebene in Gestalt einer krummen Linie $\widehat{12}$ geben. Bilden wir uns für die Punkte »1« und »2« aus den entsprechenden Umfangsgeschwindigkeiten $-u_1$ und $-u_2$ und der absoluten Wassergeschwindigkeit w die Geschwindigkeitsparallelogramme, so erhalten wir in den Diagonalen dieser die relativen Geschwindigkeiten v_1 und v_2 des Wasserteilchens gegen die Rotationsebene und in der Richtung der Diagonalen die Neigung der Spurlinie $\widehat{12}$ gegen den Umfang in »1« und »2«. Während das Wasserteilchen nun von »1« nach »2« gelangt, ist seine Relativgeschwindigkeit von der Anfangsgrösse $v_1 = \sqrt{w^2 + R_1^2 \omega^2}$ auf $v_2 = \sqrt{w^2 + R_2^2 \omega^2}$ angewachsen. Diesem Anwachsen der Relativgeschwindigkeit entspricht aber eine Zunahme des relativen ideellen Arbeitsvermögens des Wasserteilchens von

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2g}\,\omega^2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

oder

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 23$$

Dabei ist zu beachten, dass das Anwachsen des relativen Arbeitsvermögens nicht auch das Anwachsen des absoluten Arbeitsvermögens des Wassers im Gefolge haben muss. So ist in unserm Fall das absolute Arbeitsvermögen des Wasserteilchens $\frac{w^2}{2g}$ dasselbe geblieben. Siehe Abb. 11.

Zum weitern Verständnis des relativen ideellen Arbeitsvermögens denke man sich, eine an einem Flussufer stehende und in Ruhe befindliche Person beobachte, wie ein Schiff den Fluss hinauffährt. Im selben Masse wie die Bewegung des Schiffes sich beschleunigt, wird auch die relative Geschwindigkeit der Person gegen das Schiff auf einen gewissen Betrag anwachsen und damit auch das relative ideelle Arbeitsvermögen dieser Person in bezug auf das Schiff. Steht das Schiff still, so wird das relative Arbeitsvermögen wieder gleich null.

Vorstehende Betrachtungen, die für eine innere Radialturbine aufgestellt sind und in unserer Gleichung 23 gipfeln, haben auch für die äussere Radialturbine Geltung. Nur wird hier das Wasserteilchen, da es von aussen kommt, von der grösseren Umfangsgeschwindigkeit zu kleinerer gelangen, seine Zentrifugalkraft nach innen abnehmen und auf die Relativgeschwindigkeit verzögernd wirken. In unserer Gleichung 23 zeigt sich dies dadurch, dass der Ausdruck $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ einen negativen Wert erhält.

Denken wir uns weiter, die Spurlinie $\overset{\frown}{1\,2}$ des untersuchten Wasserteilchens sei durch den Schnitt unserer Rotationsebene mit der Laufschaufel entstanden, so ist ohne weiteres klar, dass an eine derartig gekrümmte Schaufel das Wasser seine Energie nicht übertragen kann. Man bezeichnet daher diese Schaufelkrümmung als Neutralkrümmung.

Zur Arbeitsentziehung des Wassers durch die Schaufel, das heisst zur Verminderung seiner absoluten Geschwindigkeit, muss die Schaufel stärker als neutral gekrümmt sein, wie das beispielsweise die doppeltstark gezeichnete Kurve $\overset{\frown}{1\,2'}$ in Abb. 11 darstellt. In der Neutralkrümmung ist uns also die Grenze für die Flachheit einer Schaufel gegeben. Jede stärker als neutral gekrümmte Schaufel wird den Zweck einer Turbinenlaufschaufel erfüllen.

§ 9.

Ableitung der allgemeinen Turbinengleichung.

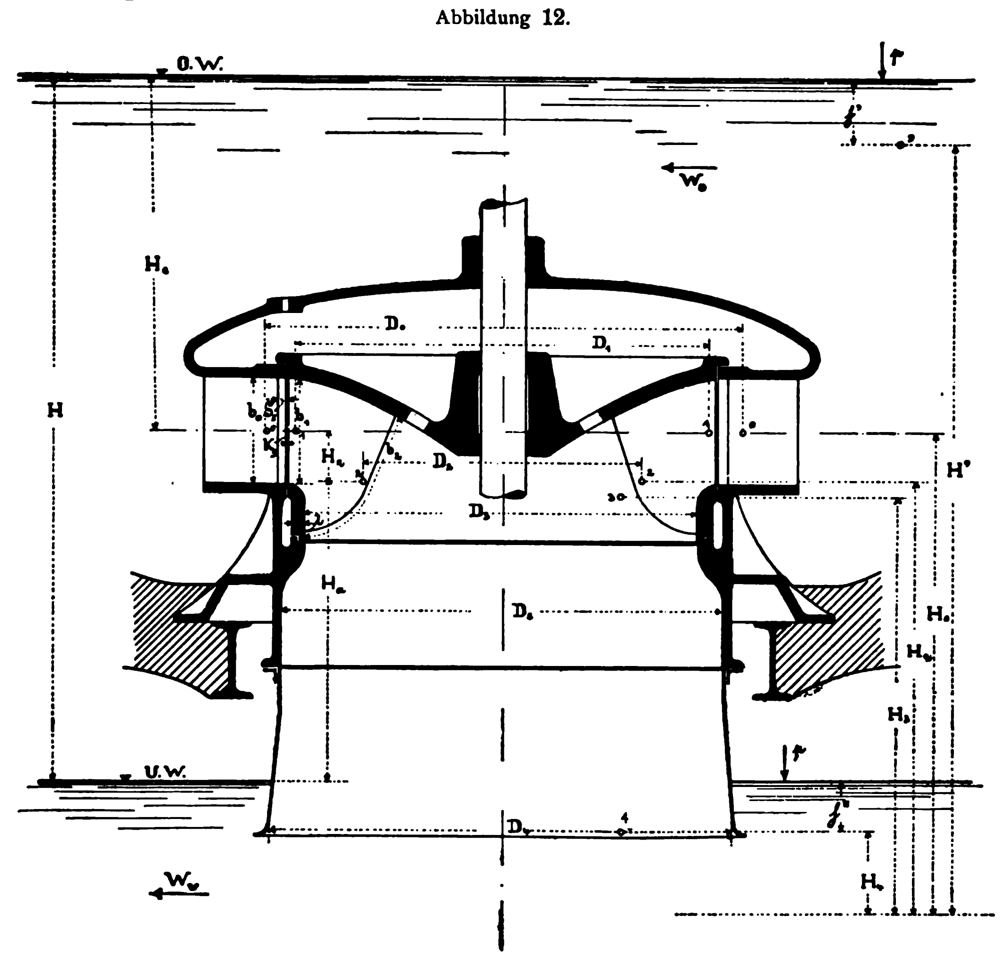
Nach dem heutigen Stande der Hydraulik ist es unmöglich, die Bewegung eines einzelnen Wasserteilchens rechnerisch zu verfolgen, um so Schlüsse auf

die Gesamtwirkung des Wassers zu ziehen. Zur Untersuchung der hydraulischen Vorgänge innerhalb einer Turbine ist man schlechterdings einzig darauf angewiesen, das Gesetz von der Erhaltung der Arbeit anzuwenden, wenn die Rechnung einwandfrei sein soll. Es sei nochmals betont, dass sich nur eine Gesamtwirkung des Wassers genau feststellen lässt, so der Gesamtverlust bei der Bewegung durch die Radkanäle einer Turbine, einschliesslich der Reibungsverluste des Motors u. s. w.

In folgendem wollen wir nun mit Hilfe unserer allgemeinen Arbeitsgleichung und an Hand der Abbildungen 12 und 13 die Bewegung des Wassers vom Obergraben durch die Turbine zum Untergraben rechnerisch festlegen.

Die Widerstände der Wasserbewegung seien dadurch berücksichtigt, dass wir sie als Wassersäulenhöhe (ρH) einführen, die vom nutzbaren Gesamtgefälle in Abzug kommen.

Abbildung 12.



Schematische Zusammenstellung einer Francisturbine.

Nach Abbildung 12 hat ein Wasserteilchen bei dem Punkt »'« infolge seiner Lage und Geschwindigkeit eine Arbeitsfähigkeit von

$$A' = H' + h' + \frac{w'^2}{2g} = H' + \mathfrak{h}' + p + \frac{w'^2}{2g}$$

und beim Punkt »0« von

$$A_0 = H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g}.$$

Die Arbeit A_0 ist um den Reibungsverlust, den das Wasser von »'« bis »0« erleidet, geringer, denn A'. Also $A_0 = A' - R_0$, wenn $R_0 = \rho_0 H$ der Reibungsverlust ist. Es lautet demnach die vollständige Arbeitsgleichung:

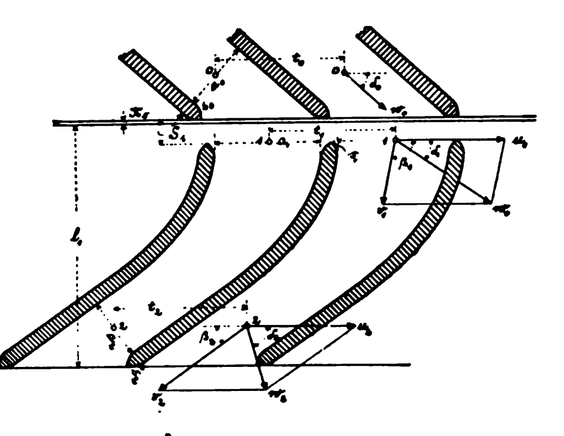
$$\text{I.} \quad H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g} = H' + \mathfrak{h}' + p + \frac{w'^2}{2g} - \rho_0 H.$$

Ganz entsprechend folgt die Arbeitsgleichung

$$\text{II.} \quad H_1 + h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = H_0 + h_0 + \frac{w_0^2}{2g} - \rho_1 H.$$

In »1« angekommen, legt jetzt das Wasserteilchen den Weg von 1 ÷ 2 innerhalb des bewegten Laufradkanals zurück und gibt seine Arbeit ab. Angenommen, das Rad ist schon in Bewegung, dann befindet sich für einen auf dem Rad stehenden Beobachter dasselbe im Ruhezustand, dagegen tritt das Wasser mit der Relativgeschwindigkeit v_1 ein und v_2 aus. Die Arbeitsgleichung hierzu wird gefunden, indem wir das relative ideelle Arbeitsvermögen $\mathfrak{A}$ für die Punkte »1« und »2« aufstellen. Für den Punkt »1« ist

Abbildung 13.



$$\mathfrak{A}_1 = H_1 + h_1 + \frac{v_1^2}{2g}$$

und für »2« ist

$$\mathfrak{A}_2 = H_2 + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Auch hier ist das relative ideelle Arbeitsvermögen $\mathfrak{A}_2$ um den entsprechenden Reibungsverlust $< \mathfrak{A}_1$. Also $\mathfrak{A}_2 = \mathfrak{A}_1 - \rho_2 H$. Infolge der Zentrifugalkraft kommt noch der im vorhergehenden Paragraphen aufgestellte Betrag für die Beschleunigung von der Grösse $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ hinzu. Damit lautet dann unsere Arbeitsgleichung

$$\text{III.} \quad H_2 + h_2 + \frac{v_2^2}{2g} = H_1 + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \rho_2 H + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Die Arbeitsgleichungen für die Punkte »3« und »4« finden sich analog der Gleichung I. Es folgt also

$$\text{IV.}\quad H_3 + h_3 + \frac{w_3^2}{2g} = H_2 + h_2 + \frac{w_2^2}{2g} - \rho_3 H$$

und

$$\text{V.}\quad H_4 + \mathfrak{h}'' + p + \frac{w_4^2}{2g} = H_3 + h_3 + \frac{w_3^2}{2g} - \rho_4 H.$$

Addieren wir nun alle fünf Arbeitsgleichungen, wobei $\rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \rho_4 = \Sigma\rho$ gesetzt wird, so ergibt sich folgende End- und Hauptgleichung:

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{w_4^2}{2g} = H' + \mathfrak{h}' - H_4 - \mathfrak{h}'' + \frac{w'^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \Sigma\rho H$$

oder wenn $w' = 0$ und für $H' + \mathfrak{h}' - H_4 - \mathfrak{h}'' = H$ gesetzt, in einfacher Form

$$w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - u_2^2 + w_4^2 = 2gH(1 - \Sigma\rho) \quad . \quad . \quad . \quad 24.$$

Um die Hauptgleichung in Worten ausdrücken zu können, schreiben wir sie in folgender Form:

$$2gH - \left\{\left[(w_1^2 - v_1^2 + u_1^2) - (w_2^2 - v_2^2 + u_2^2)\right] + w_4^2\right\} = 2gH\Sigma\rho$$

was heisst:

»Die Wassergeschwindigkeiten werden so lange anwachsen, bis sich die Differenz gebildet zwischen der disponiblen Energie und der geleisteten Arbeit zuzüglich des kinetischen Energieverlustes beim Wasseraustritt in Reibungsarbeit aufgezehrt hat.«

Die Hauptgleichung lässt sich noch weiter vereinfachen, indem der Austrittsverlust $\frac{w_4^2}{2gH} = \alpha$ und mit ihm der hydraulische Wirkungsgrad $1 - \Sigma\rho - \alpha = \xi$ gesetzt wird. Die allgemeine Turbinenhauptgleichung lautet hiernach endgültig:

$$2gH\xi = w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - u_2^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25.$$

Für Achsialturbinen ist $u_1 = u_2$, und hierfür lautet dann die allgemeine Turbinenhauptgleichung:

$$2gH\xi = w_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - v_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 26.$$

§ 10.

Querschnittsverengung durch Leit- und Laufschaufel.

Die absolute Wassergeschwindigkeit im Spalt und damit die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad lassen sich rechnerisch nicht genau festlegen. Dieses ist einesteils bedingt durch den im folgenden Paragraphen näher behandelten Spaltverlust, andernteils aber besonders infolge der gegenseitigen Verengung der Ein- und Austrittsquerschnitte F_0 und F_1 durch die Schaufeln. Die absoluten Geschwindigkeiten w_0 und w_1 unterliegen also einer ständigen Grössenänderung.

Betrachten wir uns die Stellung der Leit- und Laufschaufeln in der Schnittfigur nach Abbildung 14. Deutlich wird hier die gegenseitige Verengung der jeweiligen Querschnitte ersichtlich. Es entstehen durch die endlichen Dicken der Schaufeln sogenannte tote Ecken, welche bald grösser, bald kleiner werden und so den gleichmässigen Strömungszustand des Wassers beeinträchtigen. Dem Uebelstand kann man dadurch abhelfen, dass man die Schaufeln sehr dünn ausführt (Herstellung von Stahlblech), ihre Kanten zweischneidig abrundet und ausserdem einen genügend grossen Schaufelspalt S_s vorsieht. Siehe

Abbildung 14.

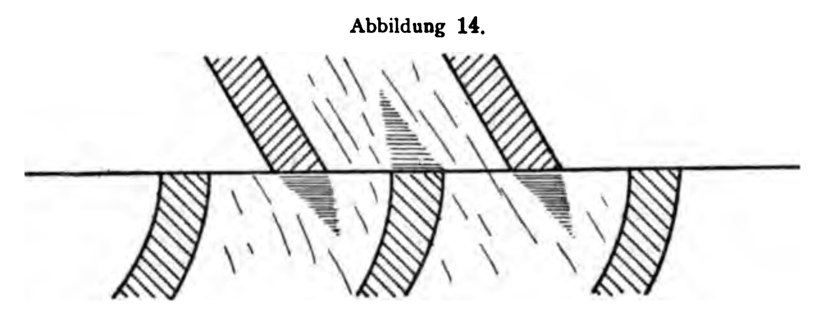


Abbildung 13. Die theoretisch richtige Abschärfung der Schaufeln müsste so erfolgen, dass die zugeschärfte Rückseite den richtigen Eintrittswinkel erhält. Allein soweit Drehschaufelregulierung in Betracht kommt, ist auch dieser Bedingung, wegen des veränderlichen Winkels δ_0, nicht Genüge zu leisten.

Der Schaufelspalt, welcher je nach der Turbinengrösse $10 \div 50$ mm gross ist, hat den Zweck, die unvermeidlichen toten Ecken in einen Raum zu verlegen, in welchem noch keine Umsetzung der Kraft stattfindet. Er ist also gewissermassen ein Kompensationsraum für die veränderlichen Geschwindigkeiten w_0 und w_1. Der Schaufelspalt bietet zugleich auch eine grössere Sicherheit gegen die Zerstörung der Schaufeln durch Fremdkörper.

Bei dem Uebergang des Wasserteilchens von »0« nach »1« und von »2« nach »3«, siehe Abbildung 12, lässt sich meist eine Verzögerung der absoluten Geschwindigkeit w_1 und w_3, entsprechend den Schaufeldicken nicht vermeiden. Unter blosser Berücksichtigung der Schaufeldicken werden somit die absoluten Gechwindigkeiten

$$w_1 = w_0 \frac{a_0}{a_0 + s_0}, \quad w'_3 = w'_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2}$$

§ 11.

Spaltverluste und Achsialdrücke.

Die Wassermenge, welche aus dem Kranzspalt K_s, vergleiche Abb. 15, austritt und für das Laufrad verloren geht, berechnet sich nach der Gleichung

$$Q_s = \varphi F_s \sqrt{2 g h_s} \quad \ldots \ldots \quad 27.$$

Hierin bedeutet φ einen Ausflusskoeffizienten, welcher $0{,}4 \div 0{,}7$ zu setzen ist.

Der Kranzspaltquerschnitt wird mit einer Kranzspaltweite δ

$$F_s = D_1 \pi \delta \quad \ldots \ldots \quad 28.$$

Bei den verschiedenen Turbinensystemen führt man $\delta = 0{,}5 \div 2$ mm und mehr aus.

Die Grösse des Spaltdruckes h_s lässt sich für Radialturbinen leicht mit Hilfe unserer verschiedenen Arbeitsgleichungen ableiten. Durch Addition der Arbeitsgleichung I und II folgt

$$h_1 = (H' + \mathfrak{h}' - H_1) + p + \frac{w'^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} - (\rho_0 + \rho_1) H.$$

Wie aus Abbildung 12 ersichtlich ist, ist $(H' + \mathfrak{h}' - H_1) = H_e$ der Eintrittshöhe; damit und unter Vernachlässigung von w' wird die Druckhöhe im Spalt

$$h_1 = H_e + p - \frac{w_1^2}{2g} - (\rho_0 + \rho_1) H \quad \ldots \ldots \quad 29.$$

Auf ähnliche Weise wird aus den Arbeitsgleichungen IV und V die absolute Druckhöhe

$$h_2 = p - H_a - \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} + (\rho_3 + \rho_4) H \quad \ldots \ldots \quad 30.$$

gefunden. Bilden wir die Differenz zwischen den Gleichungen 29 und 30, so erhalten wir die Druckhöhe, mit welcher das Wasser aus dem Spalt austritt:

$$h_s = h_1 - h_2 = H_e + H_a - \frac{w_1^2}{2g} - (\rho_0 + \rho_1 + \rho_3 + \rho_4) H + \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} \quad . \quad 31.$$

Denken wir uns die Reibungshöhe $\Sigma \rho H$ durch die gewonnene Geschwindigkeitshöhe $\frac{w_2^2 - w_4^2}{2g}$ ausgeglichen, also

$$\Sigma \rho H = \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g}$$

gesetzt, so ergibt sich endgültig mit $H_e + H_a = H - H_r$ nach Abb. 12, wenn die Radhöhe H_r vernachlässigt werden darf, der Spaltüberdruck näherungsweise zu

$$h_s = h_1 - h_2 = H - \frac{w_1^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad 32.$$

Genau berechnet sich der wirkliche Spaltdruck zwischen »1« und »2« nach der Bezeichnung:

$$h_1 - h_2 + H_r = H - \frac{w_1^2}{2g} - (\rho_0 + \rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \rho_4) H + \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g}$$

Der Spaltdruck bei Druckturbinen ist

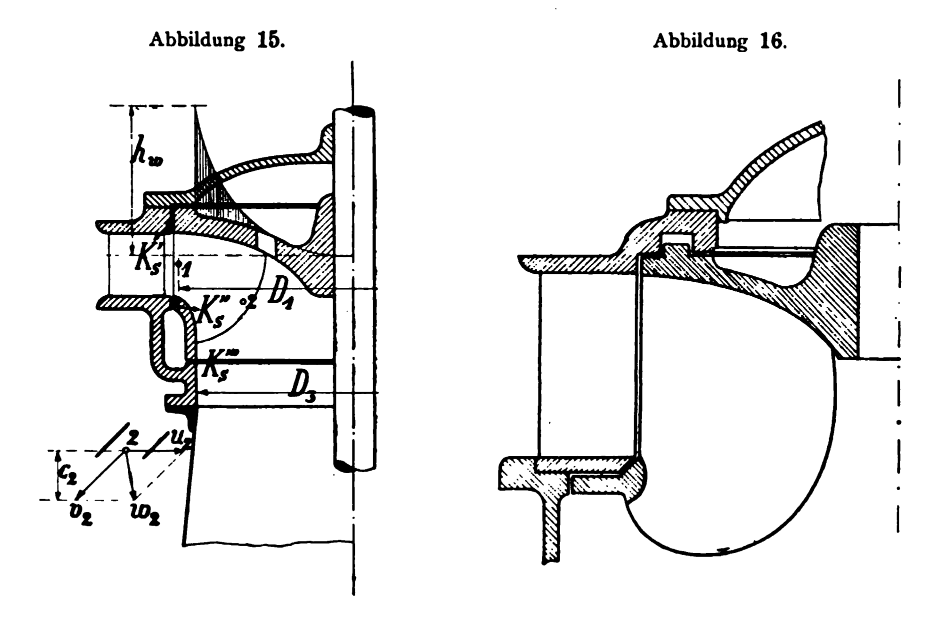
$$h_s = h_1 - h_2 = p = 0 \quad \ldots \ldots \quad 33.$$

bezw. $h_1 = h_2 = p$ dem Atmosphärendruck. In dem Spaltdruck ist uns nach vorstehendem das charakteristische Unterscheidungsmerkmal einer Druck- und

Ueberdruckturbine gegeben. Nach älteren Turbinentheorien bezeichnete man den Ausdruck $\frac{w_1^2}{2gH}$ als Charakteristik. Man verstand hierunter die im Punkt »1« in Geschwindigkeit umgesetzte Gefällshöhe, ausgedrückt in Prozenten des Gesamtgefälles.

Das Wasser, welches nun aus dem Spalt austritt, nimmt zwischen Laufrad und Haube an der Umdrehung teil, legt sich vor den Kranzspalt und setzt so dem neu austretenden Wasser einen Widerstand entgegen, wie aus der Abbildung 15 ersichtlich. Die Haube verhindert allerdings die wirkliche Aus-

Abbildung 15. Abbildung 16.



bildung des Paraboloids und es findet dafür eine mehr gleichmässige Druckverteilung über dem Laufradboden statt. Da die Haube ebenso verzögernd auf die Wasserteilchen einwirkt, wie dies das Laufrad beschleunigend tut, so wird das Paraboloid mit $\frac{n_1}{2}$ Umdrehungen umlaufen. Mit der Annahme $\frac{D_1}{2} = R_1$ wird der Widerstand des Rotationsparaboloids in m Wassersäulenhöhe

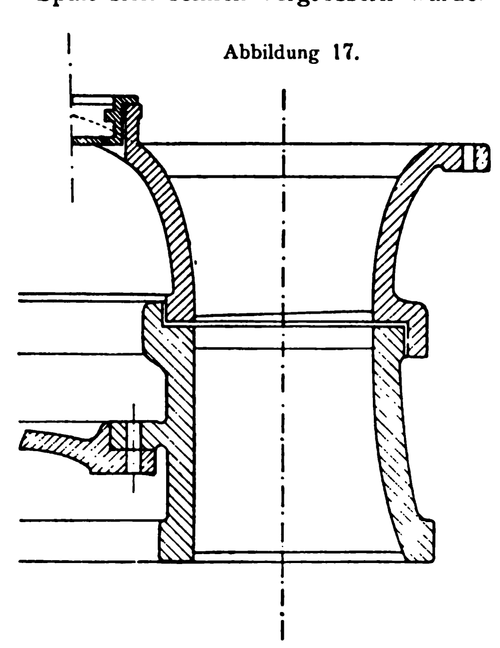
$$h_w = \frac{R_1^2 \cdot \left(\frac{n_1}{2}\right)^2}{1800}.$$

Um diesen Betrag ist h_s kleiner zu nehmen, und damit geht Gleichung 32 über in die neue:

$$h_s = H - \left(\frac{w_1^2}{2g} + \frac{R_1^2 \cdot \left(\frac{n_1}{2}\right)^2}{1800}\right) \quad \ldots \ldots \quad 34.$$

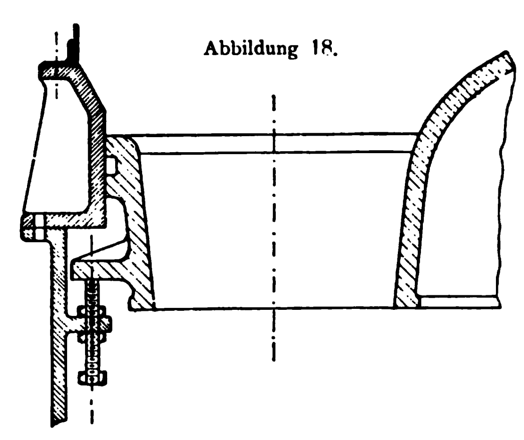
Der Spaltverlust für Radialturbinen kann bei sorgfältiger Ausführung der Ausflusshindernisse, siehe Abbildung 16 (Anwendung scharfer Kanten, Ueberfalzung, Schleifräder u. s. w.) unberücksichtigt bleiben. Bei ihrer Konstruktion ist darauf zu achten, dass das Laufrad die durch die Zapfenabnützung eintretenden Achsialverschiebungen ungehindert ausführen kann. Ausserdem dürfen sich in den Spalthindernissen die erdigen Bestandteile des Wassers nicht absetzen können, weil sonst, durch die schmirgelnde Wirkung dieser Teile, der Spalt sich schnell vergrössern würde.

Abbildung 17.



Der Spaltverlust bei Achsialturbinen ist bedeutend grösser und stets bei der Dimensionierung des Laufradeintrittquerschnittes in Rechnung zu ziehen. Der Spaltdruck bestimmt sich hier nach Gleichung 32. h_s ist für die ganze Rad-

Abbildung 18.



breite nicht gleich, nimmt vielmehr nach dem äusseren Umfange hin zu. Dieserhalb geht auch durch den äusseren Kranzspalt mehr Wasser verloren als durch den inneren. Auch hier ist durch Ueberfalzung, nachstellbare Schleif- und Leiträder, wie Abbildung 17 und 18 angeben, der Wasseraustritt zu erschweren.

Weiter ist der Schaufelspalt S_s in das Laufrad zu verlegen und der Eintrittsquerschnitt in dasselbe durch Einrücken des Laufradkranzes entsprechend dem Spaltverlust zu verkleinern. Mit anderen Worten, der Querschnitt F_1 muss unter Berücksichtigung von Q_s berechnet sein.

Das Wasser, welches durch den oberen Kranzspalt K'_s einer Francisturbine austritt, wird ein Volumen von $\frac{1}{2}\frac{D_1^2\pi}{4}h_w$ einnehmen, dem ein Gewicht von

$$P_q = \frac{1}{2}\frac{D_1^2\pi}{4}h_w\gamma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 35.$$

entspricht. Siehe Abbildung 15. Sind Wasserlöcher im Laufradboden, so ist

die Fläche $\frac{D_1^2 \pi}{4}$ um die Flächen dieser zu verkleinern und die Druckhöhe h_w auch etwas kleiner in die Rechnung einzuführen. Fehlen die Wasserlöcher, so vereinigt sich über dem Laufradboden der Spaltdruck h_s mit dem Druck des Rotationsparaboloids zu einem nach unten gerichteten Achsialdruck P'_q, welcher den Spurzapfen belastet. Ausser diesem ergeben noch die rotierenden Gewichte, von Laufrad, Welle etc., einen gleichgerichteten Druck P_g. Infolge der rechtwinkligen Ablenkung des Wassers in dem Laufrad entsteht aber für unsere senkrechte Anordnung in dem Reaktionsdruck eine Entlastung. Die Grösse dieses Reaktionsdruckes berechnet sich zu

$$P_r = \frac{Q \gamma}{g} c_2.$$

c_2 ist die senkrechte Komponente der Relativgeschwindigkeit v_2, wie in Abbildung 15 getrennt angedeutet. Für den senkrechten Wasseraustritt wird also $c_2 = w_2$. Es folgt somit die von Zapfen und Tragstange aufzunehmende Gesamtbelastung

$$P = P_q + P_g - P_r \quad \ldots \ldots \ldots \quad 36.$$

Sollten sich mit diesem Druck zu grosse Zapfenabmessungen ergeben, so hat man durch Anordnung von hydraulischen Entlastungskolben oder durch Hintereinanderschalten von mehreren Turbinen auf dieselbe Welle die Gesamtbelastung zu vermindern. Langsamlaufende Francisturbinen, dadurch gekennzeichnet, dass Durchmesser $D_1 > D_s$ ist, geben in der Kreisringfläche zwischen D_1 und D_s eine oft willkommene Entlastungsfläche. Hierauf kann man entweder den Spaltdruck h_s, oder den Ueberdruck h_1, oder endlich den Druck H als Entlastungsdruck wirken lassen. Für die erste Möglichkeit muss bei gleichgrossen Kranzspalten K_s'' und K_s''' ein Abschluss zwischen Leitrad und Saugrohr bestehen, siehe hierzu die Abb. 15. Soll der Druck h_1 zur Geltung kommen, dann muss der Kranzspalt $K_s'' > K_s'''$ sein, was durch besondere Spalthindernisse bei K_s''' oder durch Schleifenlassen des Laufrades auf dem Saugrohraufsatz zu erreichen ist. Der Druck H wird auf die Entlastungsfläche wirken können, sobald durch genügende Grösse oder Wegfall der Kranzspalte K_s'' und K_s''' die Verbindung zwischen Leitrad und Saugrohr gewährleistet ist.

Mit der Entlastung darf natürlich nicht zum Aeussersten gegangen werden. Der Zapfendruck muss stets positiv bleiben, und zwar möglichst dem Druck der rotierenden Gewichte entsprechen, da ja im Ruhezustand und beim Abstellen die Entlastung ausgeschaltet ist.

Achsiale Ueberdruckturbinen belasten die Zapfen in der Hauptsache durch das Gewicht ihrer rotierenden Teile und durch den Wasserdruck auf die Kranzspaltflächen. Der hier in Rechnung zu setzende Spaltdruck ist nach Gleichung 32 zu nehmen. Eine Belastung durch das Rotationsparaboloid wird hier kaum in Frage kommen, da man das Laufrad meist mit Armen ausführt.

Der Reaktionsdruck ist bei Achsialüberdruckturbinen abhängig von dem Laufradprofil und berechnet sich zu

$$P_r = \frac{Q\gamma}{g}(v_2 \sin\beta_2 - v_1 \sin\beta_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 37.$$

oder, indem wir auch hier für die Vertikalkomponente der Relativgeschwindigkeit die Bezeichnung c einführen,

$$P_r = \frac{Q\gamma}{g}(c_2 - c_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 37a.$$

Diese Gleichung ergibt einen Rechnungswert gleich, kleiner und grösser als Null, je nachdem das Laufradprofil zylindrischen, verengten oder erweiterten Kranz hat.

§ 12.

Das Saugrohr.

Das Wasser, welches das Laufrad verlässt, nimmt in dem Saugrohr eine geringere Geschwindigkeit als w_2 an. Für unsere Betrachtung nehmen wir jedoch $w_3 = w_2$ an. Die Geschwindigkeit w_3 hat die Aufgabe zu erfüllen, die Widerstände des Wassers auf dem Wege durch das Saugrohr zu überwinden und ihm ausserdem noch die zur Abfuhr im Unterwassergraben nötige Geschwindigkeit zu erteilen. Damit sie diese Anforderung erfüllen kann, muss stets $w_3 > 0{,}5 \div 1{,}5\ \mathrm{m}/_{sk}$ sein.

Durch Erhöhung der Saugrohrwirkung, das heisst durch richtige Erweiterung des Saugrohres, hat man es bei Ueberdruckturbinen in der Hand, einen Teil dieser verlorenen kinetischen Energie wieder zurückzugewinnen. Es ist aber ratsam, mit der Arbeitswiedergewinnung nicht bis zum äussersten zu gehen, weil dann die Möglichkeit einer Rückumsetzung von Geschwindigkeit in Druckhöhe, eine Unterbrechung der Kontinuität des Wasserbandes, sehr leicht eintreten kann. Man begnüge sich damit, den Mehrgewinn an kinetischer Arbeit gleich dem Reibungsverlust zu machen; also zu setzen

$$\frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} \infty (\rho_3 + \rho_4) H.$$

Der Neigungswinkel der Kegelmantellinie des Saugrohres gegen die Senkrechte wird mit obiger Annahme etwa $\gamma < 6^0$.

Den Druckhöhenunterschied für ein konisches Saugrohr erhalten wir durch Addition der Arbeitsgleichungen IV und V zu

$$h_4 - h_2 = H_2 - H_4 + \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} - (\rho_3 + \rho_4) H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 38.$$

Bei dem zylindrischen Saugrohr ist $w_2 = w_4$ und die Pressungsdifferenz ist dann gleich der Höhendifferenz, vermindert um den Reibungsverlust.

Die Gleichung hierfür lautet:

$$h_4 - h_2 = H_2 - H_4 - (\rho_3 + \rho_4) H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 39.$$

Bringen wir nach unserer Abbildung 19 an die Saugrohre bei »2« Piezometerröhren an, so wird deutlich die verschiedene Wirkung des konischen und zylindrischen Saugrohres sichtbar. Schon an anderer Stelle wurde bemerkt, dass eine Reaktionsturbine beliebig hoch zwischen Ober- und Unterwasserspiegel aufzustellen sei. Es fragt sich nur noch, bis zu welcher maximalen Höhe gegangen werden darf.

Die Kontinuitätsbedingung fordert, dass in der ganzen Leitung positiver Druck herrscht. $h_2 > 0$ muss also bestehen bleiben. Nach Gleichung 38 und mit Einführung von $h_4 = \mathfrak{h}'' + p$ ist aber

$$h_2 = p - (H_2 - H_4 - \mathfrak{h}'') - \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} + (\rho_3 + \rho_4) H,$$

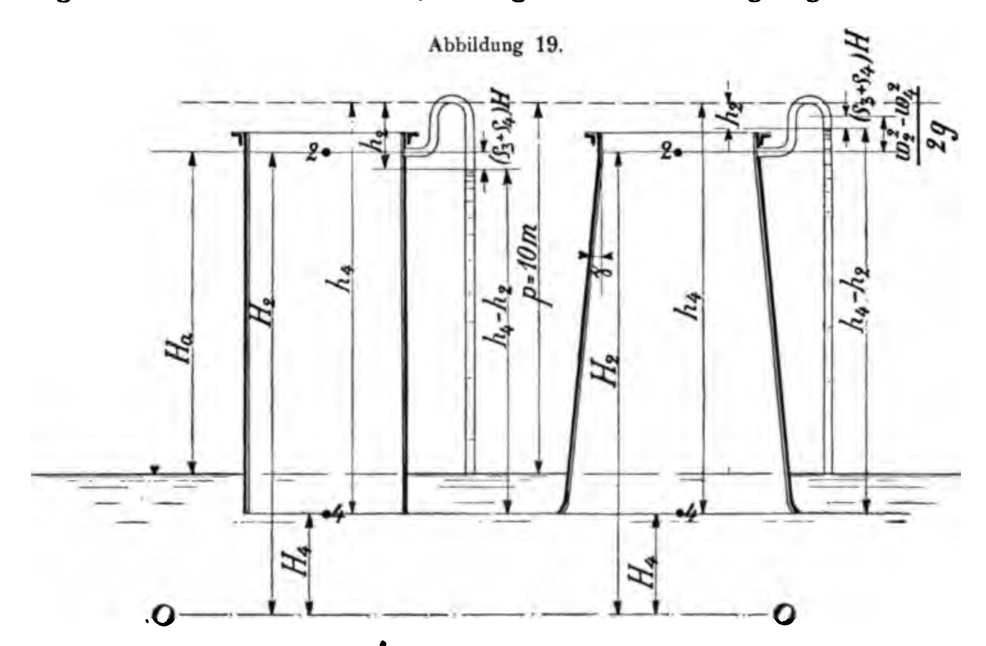
worin der erste Klammerausdruck die Austrittshöhe H_a ist. Siehe Abbildung 12. Der Grösstwert der Austrittshöhe wird erreicht werden, wenn $h_2 = 0$ wird, demnach

$$H_{a\ max} = p - \frac{w_2^2 - w_4^2}{2g} + (\rho_3 + \rho_4) H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 40.$$

Das heisst in Worten: »Die maximale Austrittshöhe ist gleich der atmosphärischen Druckhöhe plus Reibungshöhe, vermindert um den Geschwindigkeitsfaktor.«

Ein praktisches Rechnungs-Beispiel ergibt nach obiger Gleichung 40 ein theoretisches $H_{a\ max} \sim 10$ m. Die Dichte des Wassers aber, welche ein Aufsteigen der Luft nicht verhindert, verlangt eine bedeutend geringere Austritts-

Abbildung 19.



höhe. Man führt aus $H_{a\,max} = 5 \div 7$ m. Häufig findet man bei Mittelgefällen $H_a = \frac{H}{2}$. Im übrigen ist bei Mittel- und Kleingefällen darauf zu achten, dass die Austrittshöhe im Verhältnis zur Gesamtgefällshöhe zu stehen kommt, damit die über der Turbine stehende Wassersäule beim Anlassen, solange das Saugrohr noch leer ist, das nötige Drehmoment auch erzeugen kann.

Der Hauptvorteil bei Anwendung eines Saugrohres liegt darin, dass man die Turbine beliebig zum Unterwasserspiegel, zumeist hochwasserfrei und leichter zugänglich aufstellen und sie, wo angängig, direkt mit Arbeitsmaschinen kuppeln kann. Die Abführung des Wassers zum Untergraben lässt sich ebenfalls beim Saugrohr am verlustfreiesten gestalten und die ungünstige Wirkung des Rückstauens fast völlig ausscheiden.

§ 13.

Wechselseitige Beziehungen der Winkel und Geschwindigkeiten einer Ueberdruckturbine.

In anderer Form lautet unsere allgemeine Turbinenhauptgleichung

$$(w_1^2 - v_1^2 + u_1^2) - (w_2^2 - v_2^2 + u_2^2) = 2gH\xi \quad \ldots \ldots 41.$$

Nach der Abbildung 20, vergleiche auch die Abbildung 13, bestehen die Beziehungen

$$v_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2u_1\, w_1 \cos \delta_1,$$

woraus

$$w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 = 2u_1\, w_1 \cos \delta_1 \quad \ldots \ldots \ldots 42.$$

folgt. Weiter ist auch nach Abbildung 21

$$w_2^2 - v_2^2 + u_2^2 = 2u_2\, w_2 \cos \delta_2 \quad \ldots \ldots \ldots 43.$$

Die linken Seiten der Gleichungen 42 und 43 entsprechen den Klammerausdrücken unserer allgemeinen Turbinengleichung 41. Wir können also schreiben:

$$2\,u_1\, w_1 \cos \delta_1 - 2\,u_2\, w_2 \cos \delta_2 = 2gH\xi$$

oder gekürzt

$$u_1\, w_1 \cos \delta_1 - u_2\, w_2 \cos \delta_2 = gH\xi \quad \ldots \ldots \ldots 44.$$

Mit der Annahme eines senkrechten Wasseraustrittes, siehe Abbildung 21, wird $\cos \delta_2 = 0$. Die allgemeine Turbinenhauptgleichung lautet für diesen speziellen Fall

$$u_1\, w_1 \cos \delta_1 = gH\xi \quad \ldots \ldots \ldots \ldots 45.$$

Kommt zur Gleichung 44 die Bedingung des stossfreien Wassereintritts in das Laufrad mit $\frac{w_1}{\sin \beta_1} = \frac{v_1}{\sin \delta_1} = \frac{u_1}{\sin (\beta_1 - \delta_1)}$ hinzu, dann schreibt sich die allgemeine Turbinenhauptgleichung

$$w_1^2 \frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}{\sin\beta_1} - u_2 w_2 \cos\delta_2 = gH\xi \quad . \; . \; . \; . \quad 46.$$

Hieraus berechnet sich die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad

$$w_1 = \sqrt{(gH\xi + u_2 w_2 \cos\delta_2)\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}} \quad . \; . \; . \; . \quad 47.$$

und seine Umfangsgeschwindigkeit

$$u_1 = \sqrt{(gH\xi + u_2 w_2 \cos\delta_2)\frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 48.$$

Abbildung 20.

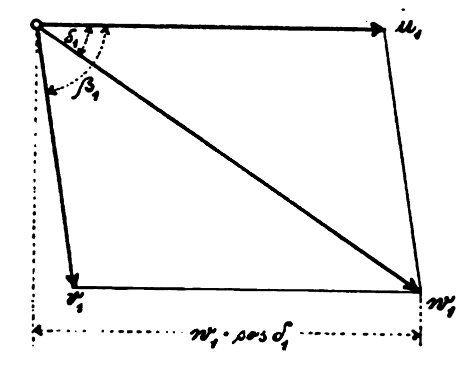
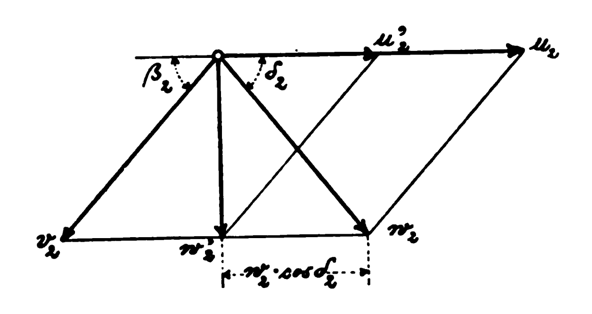


Abbildung 21.



Für den Spezialfall des senkrechten Wasseraustritts werden

$$w_1 = \sqrt{gH\xi \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 49.$$

und

$$u_1 = \sqrt{gH\xi \frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 50.$$

Da die relative Austrittsgeschwindigkeit v_2 in Grenzen beliebig gross genommen werden kann, verzichtet man häufig auf den senkrechten Wasseraustritt, macht dafür $v_2 = u_2$ und berechnet für Finks Drehschaufeln und Zodelregulierung den Laufradaustritt für $^3/_4\ Q$, der maximalen Wassermenge oder besser gesagt für diejenige Wassermenge, welche im Durchschnitt zu erwarten ist. Hierdurch wird ein möglichst konstantes w_2 bezw. ein möglichst gleich hoher Wirkungsgrad bei wechselnder Wassermenge erreicht.

Zu diesem Resultat gelangte man auf Grund der Tatsache, dass bei Abnehmen der Wassermenge auch die vorteilhafte Umdrehungszahl abnimmt. Angenommen, eine Ueberdruckturbine mit Spaltdruckregulierung sei so berechnet, dass sie bei vollem Q normal arbeite, so würde, da eine Geschwindigkeitsänderung unzulässig ist, bei Abnehmen der Wassermengen der Wirkungsgrad sich bedeutend verschlechtern. Konstruiert man dagegen die Turbine für eine

geringere Wassermenge, dann gibt sie allerdings bei vollem Q nicht den besten Wirkungsgrad, verringert aber auch dafür bei Abnehmen der Wassermenge den Wirkungsgrad nur unbedeutend. Ist viel Wasser vorhanden, dann ist ein geringer Verlust wohl zulässig, wird aber das Wasser kleiner, dann ist es stets vorteilhaft auszunützen.

Mit der Annahme eines zylindrischen Saugrohres, bei welchem der hydraulische Wirkungsgrad $\xi = 1 - \Sigma\rho - \frac{w_2^2}{2gH}$ ist, wird die absolute Eintrittsgeschwindigkeit

$$w_1 = \sqrt{\left(gH(1 - \Sigma\rho) - \frac{w_2^2}{2} + u_2 w_2 \cos\delta_2\right) \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}}.$$

Nach Abbildung 22 ist aber $\frac{w_2}{2} = u_2 \cos\delta_2$. Die vorhergehende Gleichung geht damit über in

$$w_1 = \sqrt{gH(1 - \Sigma\rho) \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 51.$$

und die Umfangsgeschwindigkeit wird

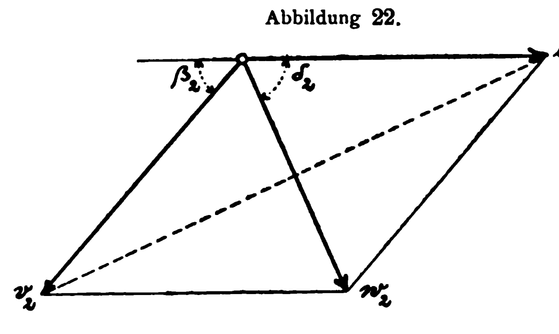
$$u_1 = \sqrt{gH(1 - \Sigma\rho)\frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52.$$

oder auch

$$u_1 = \sqrt{\left(gH(1 - \Sigma\rho)\right)\left(1 - \frac{\operatorname{tg}\delta_1}{\operatorname{tg}\beta_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52a.$$

Normallaufende Ueberdruckturbinen werden mit einem Winkel $\beta_1 = 90^0$, d. h. mit radialen Schaufelenden ausgeführt, wobei der Ausdruck $\frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1} = \cos\delta_1$ wird. Damit gehen die Gleichungen 49 und 50 über in die einfachen Formen:

Abbildung 22.



$$w_1 = \frac{1}{\cos\delta_1}\sqrt{gH\xi} \quad . \quad . \quad 53.$$

und

$$u_1 = \sqrt{gH\xi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 54.$$

Für den Spezialfall $v_2 = u_2$ nehmen die Gleichungen 51 und 52 folgende Gestalten an:

$$w_1 = \frac{1}{\cos\delta_1}\sqrt{gH(1 - \Sigma\rho)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55.$$

und

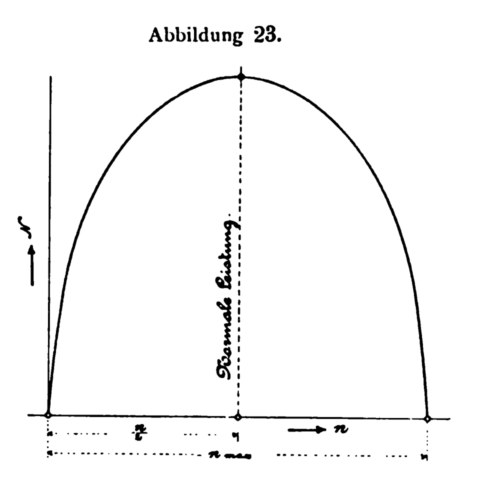
$$u_1 = \sqrt{gH(1 - \Sigma\rho)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 56.$$

§ 14.

Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Turbinenleistung.

Mittels des Bremszaumes haben wir es in der Hand, die Arbeitsleistung von Null bis Maximum zu variieren. Dieser Versuch ergibt für jede Nutzleistung eine bestimmte Tourenzahl. Werden die verschiedenen Nutzleistungen als Ordinaten, die zugehörigen Tourenzahlen als Abszissen in einem rechtwinkeligen Koordinatensystem aufgetragen, so gibt uns die so entstehende Leistungskurve der Turbine ein anschauliches Bild (Abbildung 23) von der Wechselbeziehung beider Grössen. Wir sehen, dass bei ganz angezogener Bremse die Tourenzahl $n = 0$ und die Leistung $N = 0$ ist. Ein zweites Mal, beim Leerlauf, wird $N = 0$ und $n = n_{max}$. Die maximale Leistung tritt theoretisch bei normaler günstiger Tourenzahl $n_n = \frac{n_{max}}{2}$ ein.

Abbildung 23.



Schon in § 4 wurde darauf hingewiesen, dass nur für eine Geschwindigkeit die Bedingung des stossfreien Wassereintrittes in das Laufrad erfüllt werden kann. Eine andere Forderung verlangt für günstigste Kraftausnützung des Wassers, das heisst für ein möglichst grosses ξ, dass der Wasseraustritt aus dem Laufrad senkrecht zur Bewegungsrichtung des Rades geschieht; es muss also $w_2 \perp u_2$ stehen, wodurch $\cos \delta_2 = 0$ wird, siehe Abb. 21.

Die Turbinenhauptgleichung in der Form

$$\xi = \frac{1}{gH} (w_1 u_1 \cos \delta_1 - u_2 w_2 \cos \delta_2)$$

geschrieben und in Beziehung zu den oben aufgestellten Forderungen gebracht, ergibt den maximalen Wert des hydraulischen Wirkungsgrades zu

$$\xi_{max} = \frac{1}{gH} w_1 u_1 \cos \delta_1 = \frac{1}{gH} \frac{u_1^2 \sin \beta_1 \cos \delta_1}{\sin (\beta_1 - \delta_1)}.$$

Aus ξ_{max} leitet sich ohne Berücksichtigung von Widerständen die günstigste Umfangsgeschwindigkeit

$$u_1 = \sqrt{\xi_{max}} \sqrt{\frac{2gH}{\frac{2 \sin \beta_1 \cos \delta_1}{\sin (\beta_1 - \delta_1)}}} \quad \ldots \ldots \quad 57.$$

ab.

In der Praxis begnügt man sich, statt der Gleichung 57 die einfachere empirische Gleichung

$$u_1 = C \sqrt{H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 58.$$

anzuwenden, worin die Konstante C für Druckturbinen ~ 2 und für Ueberdruckturbinen ~ 4 gesetzt wird.

§ 15.

Das Verhalten der Turbinen bei verändertem Gefälle. Die Klassifikation der Turbinen.

Aus der Gleichung 57 ist zu ersehen, dass die Umfangsgeschwindigkeit eine Funktion des Gefälles ist, unabhängig von der Wassermenge. Dies gilt sowohl für Druck- wie Ueberdruckturbinen. Aendert sich also bei einer beliebigen Turbine das Gefälle von H in H', dann bleiben, vorausgesetzt $\rho =$ konst, in der Gleichung 57 alle Grössen dieselben, nur H ändert sich und es verhalten sich demnach die Umfangsgeschwindigkeiten ein und derselben Turbine

$$\frac{u_1}{u'_1} = \frac{C \sqrt{H}}{C \sqrt{H'}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 59.$$

Wir sehen also, dass die Umfangsgeschwindigkeiten und damit die Umlaufzahlen sich bei wechselndem Gefälle proportional der Wurzel aus der jeweiligen Gefällshöhe ändern.

Führen wir in der vorhergehenden Gleichung n statt u ein, so wird die neue, der Gefällshöhe H' entsprechende Umlaufzahl

$$n' = n \sqrt{\frac{H'}{H}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 60.$$

Genau derselben Aenderung ist auch die Wassermenge unterworfen.

Das jeweilige w berechnet sich aus der Beziehung $w = \sqrt{2 g H}$ und es ist dann die Schluckwassermenge

$$Q = F w = C \sqrt{H}$$

Die veränderte, neue Wassermenge ergibt sich entsprechend der Gleichung 60 zu

$$Q' = Q \sqrt{\frac{H'}{H}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 61.$$

Es gilt noch die Veränderlichkeit der Nutzleistung zu untersuchen. Allgemein bestimmt sich die absolute Leistung aus $N_a = Q \gamma H$. Der Wert $Q = C \sqrt{H}$, in die vorhergehende Gleichung eingesetzt, ergibt und in Beziehung zu der veränderten absoluten Nutzleistung gebracht, diese zu

$$N'_a = N_a \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{3}{2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 62.$$

Durch Multiplikation von N'_a mit η, das bei angenommenem gleichem ρ konstant bleibt, erhalten wir die jedesmalige effektive Leistung N'_η der Turbine.

Zur Vereinfachung der Umrechnung beziehen wir n, Q und N'_η einer Turbine auf $H = 1$ m Gefälle. Es wird die dieser Gefällshöhe entsprechende Umlaufzahl

$$n_{1m} = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 63.$$

die Wassermenge

$$Q_{1m} = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 64.$$

und die effektive Leistung

$$N_{\eta 1m} = \frac{N_\eta}{H\sqrt{H}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 65.$$

Um die dem H' entsprechenden Daten zu erhalten, hat man nur n_{1m} und Q_{1m} mit $\sqrt{H'}$ und $N_{\eta 1m}$ mit $H'\sqrt{H'}$ zu multiplizieren.

Für jede Turbine wird nun n_{1m}, Q_{1m} und N_{1m} von unverrückbarer Grösse sein. Es lassen sich deshalb diese Werte zum Vergleich zweier verschiedener Turbinen in bezug auf Umlaufzahl und Leistung heranziehen, sofern beiden die gleiche Umlaufzahl oder Leistung gemeinsam ist. Um aber einen allgemein gültigen Vergleichswert zu schaffen, suchen wir uns diejenige Umlaufszahl auf, die zugleich der Gefälls- und Leistungseinheit entspricht.

Für die einzelnen Nummern einer Turbinenreihe wird

$$n_{1m} \sqrt{N_{\eta 1m}} = \text{konst.}$$

$N_{\eta 1m} = 1$ gesetzt, gibt uns in dem Wert der Konstanten die gesuchte Umlaufzahl n_s, welche in der Praxis mit »spezifischer Umlaufzahl« bezeichnet wird. Mit Bezugnahme auf unsere Gleichungen 63 und 65 folgt die spezifische Umlaufzahl

$$\underline{n_s} = n_{1m}\sqrt{N_{\eta 1m}} = \frac{n}{\sqrt{H}}\sqrt{\frac{N_\eta}{H\sqrt{H}}} = \underline{\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_\eta}{\sqrt{H}}}} \quad \ldots \quad 66.$$

Die spezifische Umlaufzahl dient zur Kennzeichnung einer beliebigen Turbine. Es ist üblich, in vorstehender Gleichung die Leistung stets auf einen Leitapparat zu beziehen; also bei Zwillingsturbinen nur die halbe Leistung und bei Tangentialturbinen mit x-Düsen nur den $x$ten Teil der Leistung zu nehmen. Besonders bei dem ersten Entwurf einer Wasserkraftanlage nach gegebenen H, N, n kann an Hand der spezifischen Umlaufzahl leicht geschlossen werden, welche Turbinensysteme vorteilhaft zu verwenden sind.

Das Verwendungsgebiet der verschiedenen Turbinensysteme ist aber praktisch in bezug auf höchsten Wirkungsgrad bei gleichzeitig niedrigsten Erstellungskosten begrenzt. Unter Beachtung dieses ist die folgende Klassifikation nach den spezifischen Umlaufzahlen durchgerechnet, wonach angenommen werden kann für

Tangentialdruckturbinen	$n_s = 5 \div 20$
Achsialteilturbinen	$n_s = 20 \div 50$
Achsialdruck- und Grenzturbinen	$n_s = 50 \div 100$
Achsialüberdruckturbinen	$n_s = 100 \div 200$

Radialüberdruckturbine als Francisgrenzturbine $n_s = 50 \div 75$
„ „ Francisnormaltyp $n_s = 100 \div 175$
„ „ Francisschnelläufer $n_s = 250 \div 350$

Aus vorstehender Klassifikation ersehen wir, dass die Francisturbine das grösste Verwendungsgebiet und die Tangentialdruckturbinen das kleinste hat. Aus dem Zusammenhang der spezifischen Umlaufzahlen untereinander lässt sich erkennen, dass mit den drei Turbinentypen einer Radialüberdruck-, Achsial- und Tangentialteilturbine sich alle vorkommenden Wasserverhältnisse ausnützen lassen. Tatsächlich bauen auch die neueren Turbinenfirmen nur noch diese drei Typen. Diese Tatsache schliesst aber die Möglichkeit nicht aus, dass für manche Fälle die andern Turbinentypen ebenso nutzbringend zu verwenden sind.

Beispiel: Eine nichtregulierbare Francisturbine leistet bei einem Gefälle von 10 m und einer Wassermenge von 2,5 $m^3/_{sk}$, 266 PS_e bei 240 Umläufen in der Minute. Wie wird sich die Umlaufzahl, Schluckwassermenge und Leistung ändern, wenn das Gefälle auf 8 und 5 m zurückgeht?

Nach der Gleichung 63 hat die Turbine bei 1 m Gefälle eine minutliche Umlaufzahl von

$$\underline{n_{1m}} = \frac{240}{\sqrt{10}} = \underline{76.}$$

Damit entspricht dem Gefälle

$$\underline{H'} = 8 \text{ m} \quad n'_{(8)} = 76 \cdot \sqrt{8} = \underline{215 \text{ Uml}/_{min}},$$

und

$$\underline{H'} = 5 \text{ m} \quad n'_{(5)} = 76 \cdot \sqrt{5} = \underline{170 \text{ Uml}/_{min}}.$$

Die Turbine wird bei 1 m Gefälle nach Gleichung 64

$$\underline{Q_{1m}} = \frac{2{,}5}{\sqrt{10}} = \underline{0{,}791 \text{ m}^3/_{sk}}$$

Wasser schlucken und bei der veränderten Gefällshöhe

$$\underline{H'} = 8 \text{ m}, \quad Q'_{(8)} = 0{,}791 \cdot \sqrt{8} = \underline{2{,}238 \text{ m}^3/_{sk}}$$

und

$$\underline{H'} = 5 \text{ m}, \quad Q'_{(5)} = 0{,}791 \cdot \sqrt{5} = \underline{1{,}769 \text{ m}^3/_{sk}}.$$

Die Nutzleistung für 1 m Gefälle berechnet sich nach unserer Gleichung 65 zu

$$\underline{N_{\eta 1m}} = \frac{266}{10 \cdot \sqrt{10}} = \underline{8{,}41 \; PS_e}$$

und hiermit ergibt sich die veränderte Nutzleistung

$$\underline{N'_{\eta(8)}} = 8{,}41 \cdot 8 \cdot \sqrt{8} = \underline{190 \; PS_e},$$

und

$$\underline{N'_{\eta(5)}} = 8{,}41 \cdot 5 \cdot \sqrt{5} = \underline{94 \; PS_e}.$$

Die spezifische Umlaufzahl dieser Turbine folgt aus Gleichung 66 zu

$$\underline{n_s} = \frac{240}{10} \cdot \sqrt{\frac{266}{\sqrt{10}}} = \underline{220,}$$

womit die Kennzeichnung eines mässigen Schnelläufers gegeben ist.

II. Abschnitt.

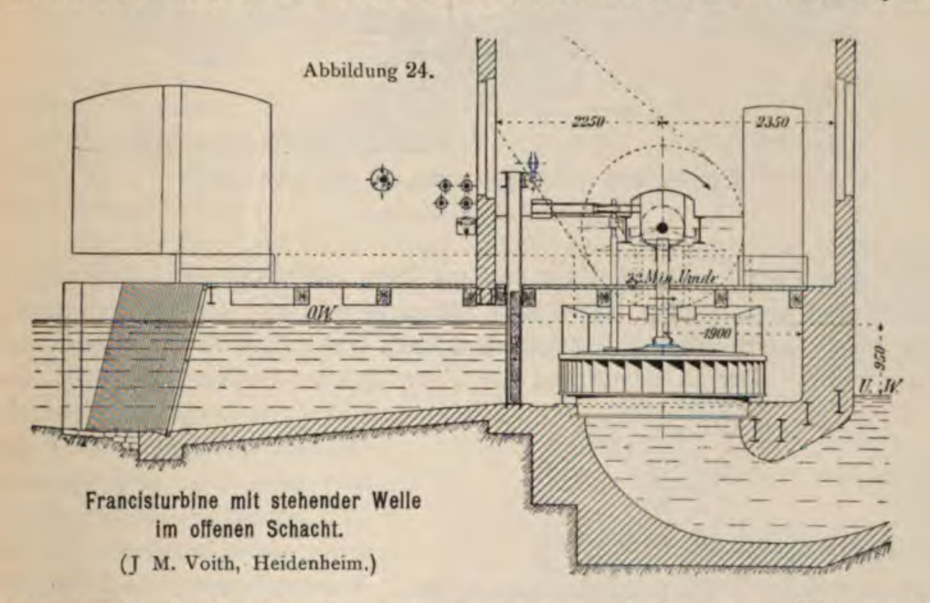
Die Turbinentypen.

§ 16.

Die Gebräuchlichkeit der verschiedenen Turbinensysteme und die Ausführungsformen der Radial-Ueberdruckturbine.

Das Verwendungsgebiet der Turbinen überhaupt ist in bezug auf Gefälle und Wassermenge unbeschränkt. Wie sich aber die Wasserkräfte in ihren Faktoren, Gefällen und Wassermengen und hiermit in ihren Kräften mannigfach unterscheiden, so können dieselben mit ein und demselben Turbinensystem

Abbildung 24.



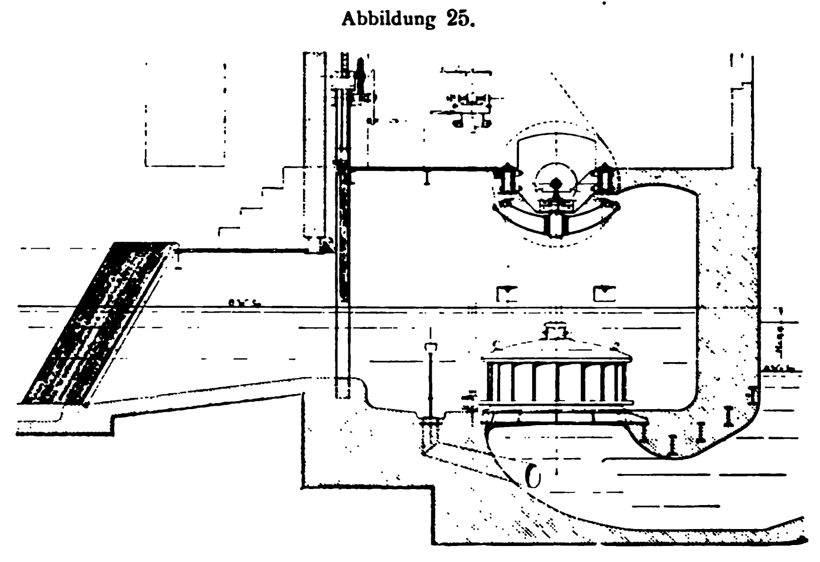
Francisturbine mit stehender Welle im offenen Schacht.
(J M. Voith, Heidenheim.)

nicht überall gleich rationell ausgenützt werden. Nach genauer Wägung der durch die Oertlichkeiten und den Kostenpunkt gegebenen Bedingungen ist in jedem einzelnen Fall für die geforderte Umlaufzahl an Hand der spezifischen Umlaufzahl n_s (nach Gleichung 66) der passende Turbinentyp zu bestimmen. Dabei wird es sich zeigen, dass für Klein- und Mittelgefälle die Ueberdruckturbine als Francistyp den unbedingten Vorzug verdient. Ganz vereinzelt, bei unreinem und im Ueberfluss vorhandenem Wasser, und wo es besonders darauf ankommt, eine billige Anlage zu schaffen, ist auch die Achsialüberdruckturbine als Jonvaltyp

am Platze. Durch Verwendung eines Bremsregulators ist hier die Regulierung befriedigend zu erfüllen.

Die Vorteile der Francisturbine bestehen in ihrer dem System eigenen hohen Umlaufzahl, ihrem hohen Nutzeffekt, ihrer Unempfindlichkeit bei ver-

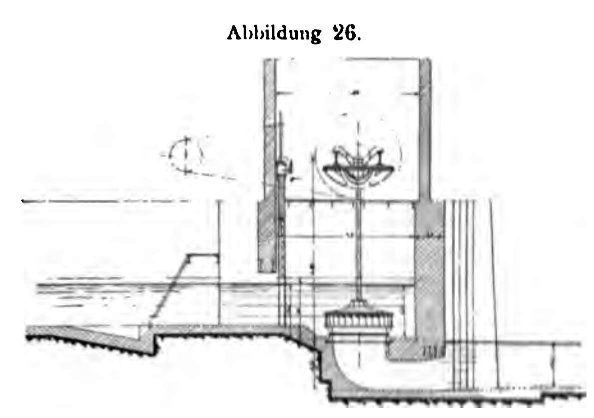
Abbildung 25.



Francisturbine mit stehender Welle im offenen Schacht.
(J. M. Voith, Heidenheim.)

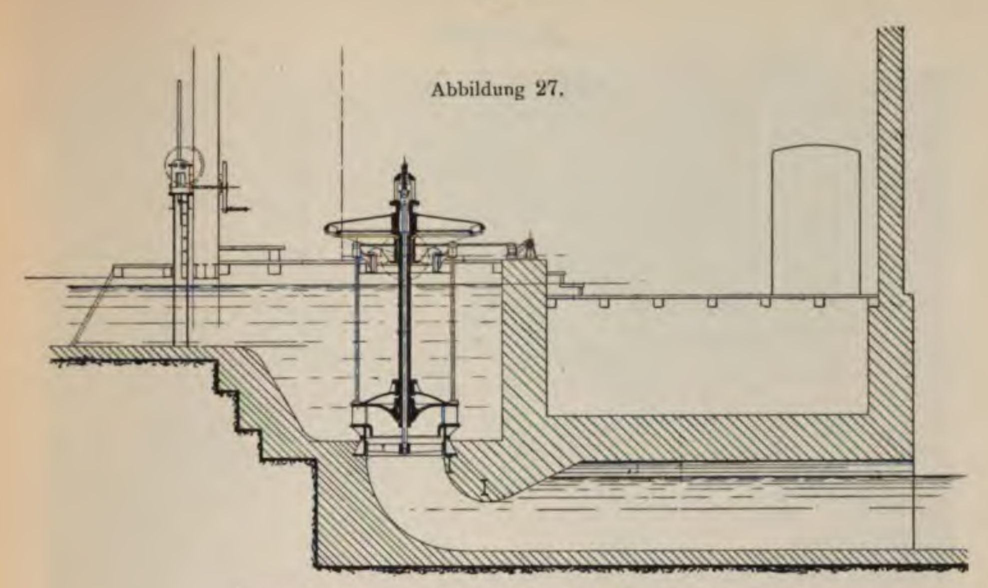
änderlichem Gefälle und in ihrer leichten Regulierfähigkeit hinsichtlich Kraftabgabe und Umlaufzahl. Das Regulierorgan der Turbine besteht zumeist aus dreh- oder verschiebbaren Leitschaufeln, nach Finck und Zodel, seltener aus Spaltschieber. Der Wirkungsgrad der Francisturbine beträgt 75 ÷ 85% und sinkt erst merklich, wenn die Wassermenge unter $^1/_3$ Q heruntergeht. Hier ist bei grossen Wassermengen durch Einbau von mehreren Turbinen die Wassermenge zu teilen. Dadurch lässt sich auch bei Niederwasser, durch Ausschalten der einen oder andern Turbine, eine gleich günstige Kraftausnützung erzielen. Mit der Unterteilung der Wassermenge lässt sich die Umlaufzahl beliebig verdoppeln. Während nämlich die Teil-

Abbildung 26.



Francisturbine mit stehender Welle im offenen Schacht.
(G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 27.



Francisturbine mit stehender Welle im offenen Schacht.
(G. Luther, Braunschweig.)

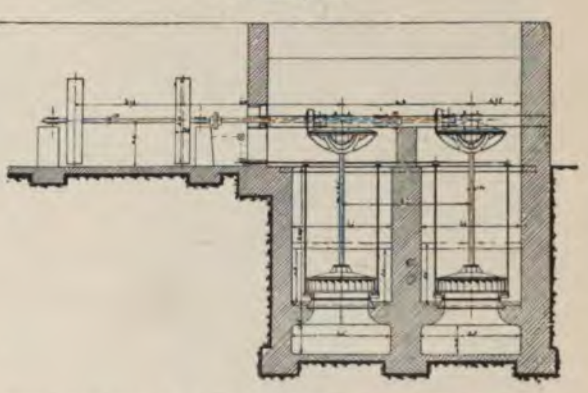
turbinen zusammen die ganze Wassermenge verarbeiten, hat ihre gemeinschaftliche Welle die Umlaufzahl einer Teilturbine. Aber auch ohne dieses Mittel lässt die Francisturbine ihre Umlaufzahl schon in den Grenzen 1:5 den Verhältnissen anpassen.

Man ist also meist in der Lage, die Arbeitsmaschinen direkt anzutreiben. Sollte dieses durch örtliche Verhältnisse nicht möglich sein, so kommt für liegende Anordnung der Riemen- oder Seilbetrieb in Betracht, für stehende Anordnung ausschliesslich der Zahnräderbetrieb. Sobald es die Verhältnisse und die hochwasserfreie Lage irgendwie zulassen, ist immer die horizontale Anordnung der Turbinenwelle anzustreben.

Hinsichtlich der Aufstellungsart der Francisturbine können im allgemeinen folgende Grundsätze gelten, wonach man ausführt:

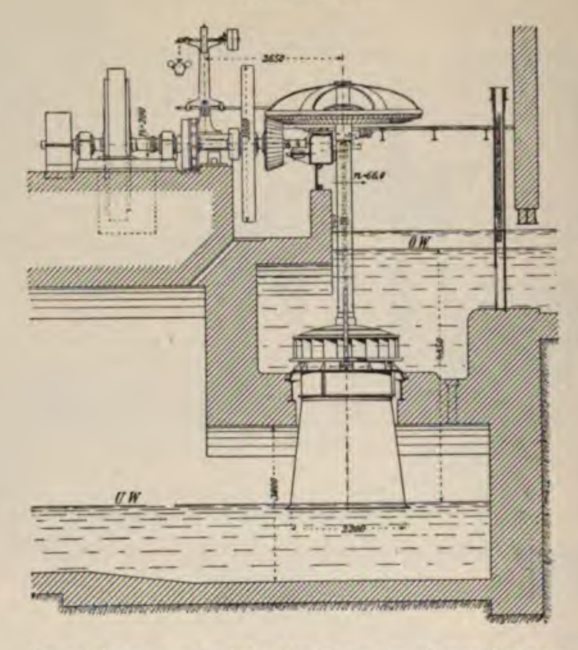
a) Kleingefälle:
$H = 0{,}75 \div 5$ m.
Francisturbine, einfach oder doppelkränzig mit stehender Welle im offenen Wasserschachte eingebaut, gemäss den Abb. 24 ÷ 33.

Abbildung 28.



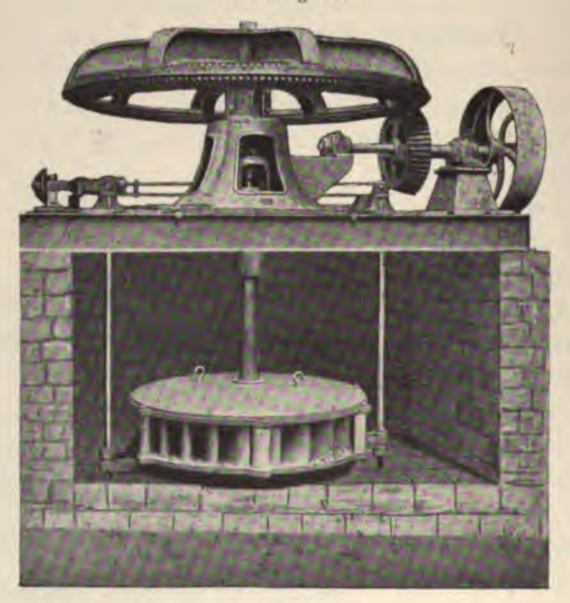
Francisturbinen im offenen Schacht mit stehenden Wellen.
(G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 29.



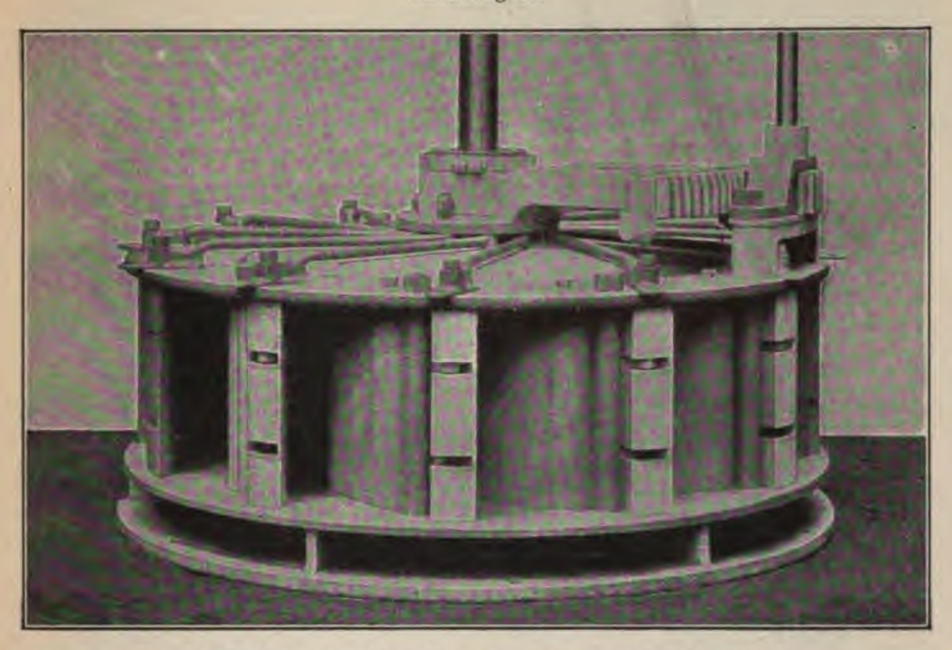
Francisturbine mit stehender Welle im offenen Schacht.
(J. M. Voith, Heidenheim.)

Abbildung 30.



Francisschachtturbine. (G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 31.



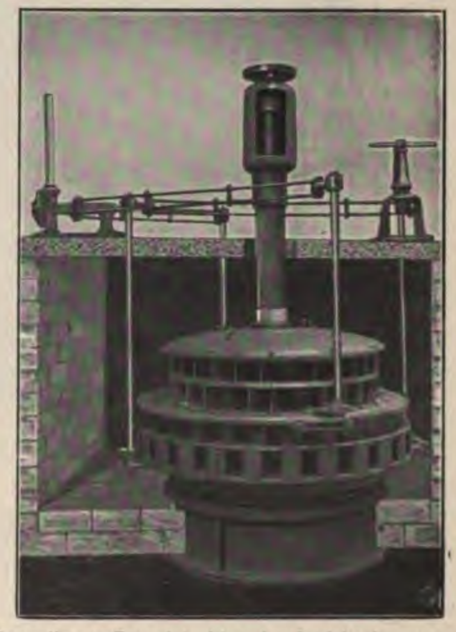
Francisschachtturbine. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

Abbildung 32.



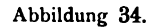
Doppelkranz-Francisturbine.
(G. Luther, Braunschweig.)

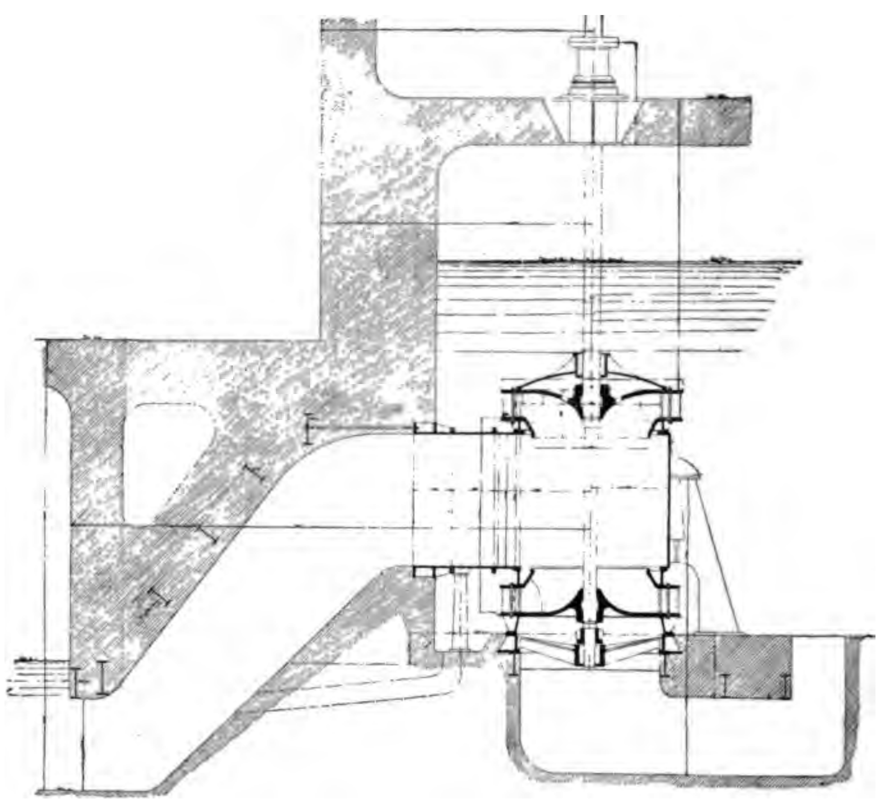
Abbildung 33.



Doppelkranz-Francisturbine, Laufrad hochgezogen.
(G. Luther, Braunschweig.)

b) Mittelgefälle: $H = 2{,}5 \div 12$ m.
Einfache oder Zwillings-Francisturbine mit horizontaler Welle im offenen Schachte nach Abbildung 36 ÷ 47, oder auch wegen leichter Zugänglichkeit Spiralturbinen.


Abbildung 34.



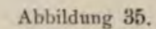
Etagen-Francisturbine im offenen Schacht. (G. Luther, Braunschweig.)

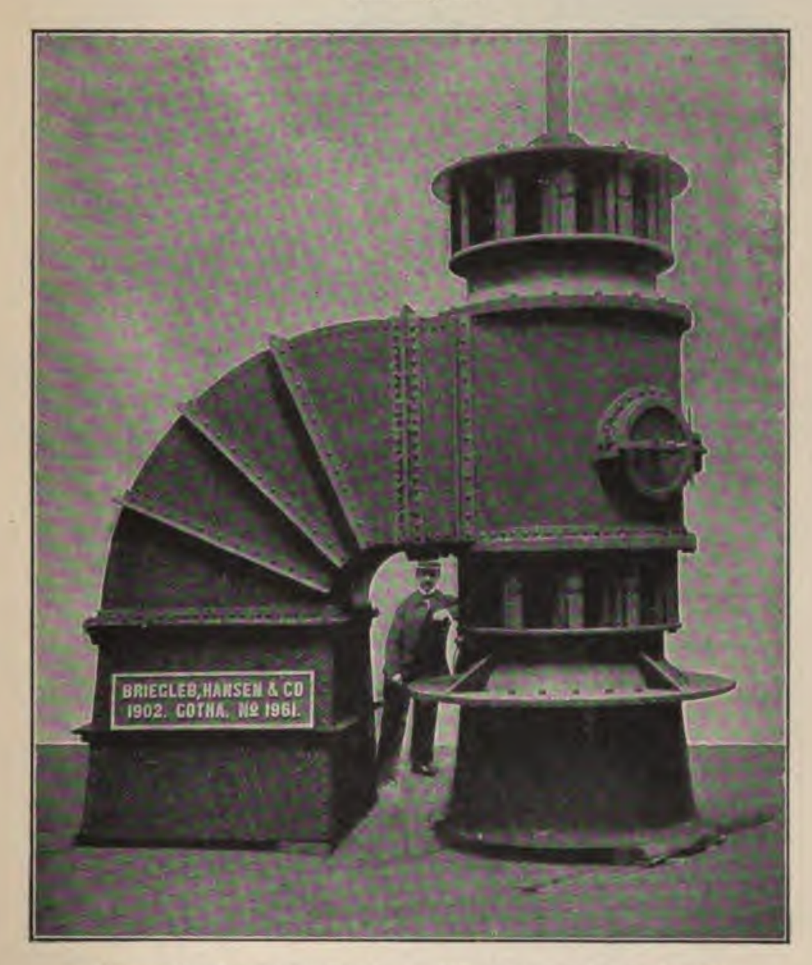
Verbieten die Hochwasserstände diese Anordnungen, so werden stehende Wellen mit Winkelrädervorgelege ausgeführt. Für grosse zu verarbeitende Wassermengen ergeben sich dadurch die Etagen-, nach Abbildung 34 und 35, oder die Doppelkranz-Francisturbinen nach Abbildung 32 und 33.

c) Grossgefälle: $H = 12 \div 80$ m.
Francisspiralturbine in einfacher oder doppelter Ausführung mit geschlossener Zuleitung und horizontaler oder vertikaler Welle. Siehe die Abbildungen 48 ÷ 55.

In dem Gebiete der Hochgefälle lassen sich die Ueberdruckturbinen nicht mehr verwenden, weil die Umlaufzahlen zu gross werden. In solchem Fall ist

dann eine Druckturbine zu nehmen. Es kommen für grosse Wassermengen der Girardtyp und für kleinere der Schwamkrug- und Peltontyp in Betracht. All diesen Typen ist ein gleich hoher Wirkungsgrad von 75 ÷ 85% eigen, welcher bei geringer Beaufschlagung unmerklich abnimmt. Das Anpassungs-


Abbildung 35.

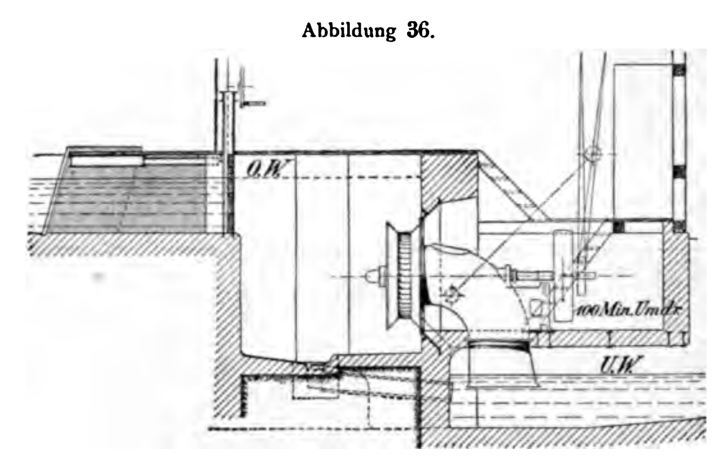


Etagen-Francisschachtturbine. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

vermögen an eine geforderte Umlaufzahl ist ebenso gross wie bei dem Francistyp, bei dem Peltontyp noch grösser, etwa in den Grenzen von 1:7 möglich. Die Regulierung der Druckturbinen lässt sich leicht durchführen und hat besonders bei den Hochdruckturbinen grosse Vollkommenheit erreicht.

Um eine stets hochwasserfreie Lage der Turbine zu erzielen, setzt man in neuerer Zeit auch die Druckturbine auf Saughöhe. Zu diesem Zweck kapselt

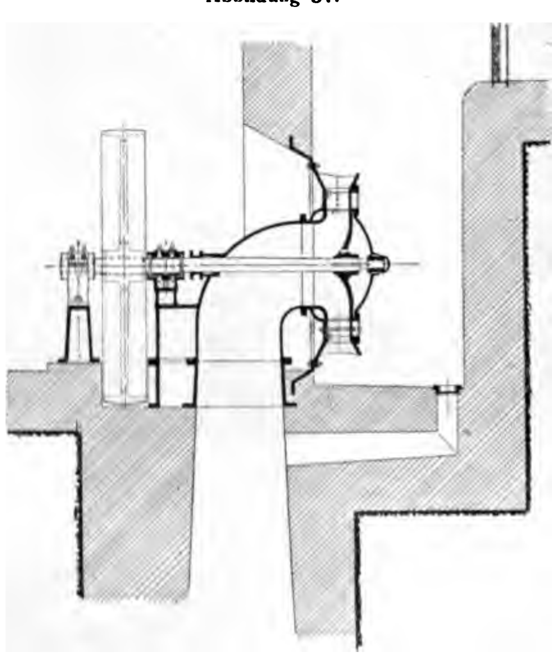
Abbildung 36.



Francisturbine mit liegender Welle im offenen Schacht.
(J. M Voith, Heidenheim.)

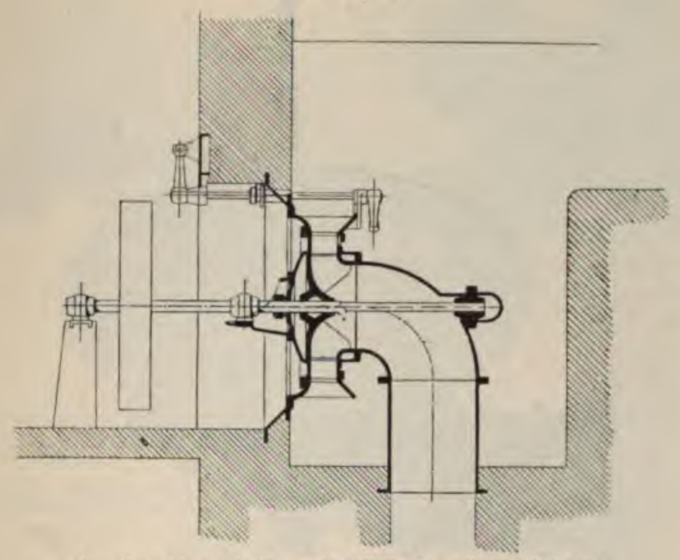
man das Laufrad in ein luftdichtes Gehäuse ein, an welches das Saugrohr sich anschliesst. Dieses erzeugt dann in dem Gehäuse einen seiner Gefällshöhe entsprechenden Unterdruck, welcher der Turbinenleistung als Nutzgefälle zu


Abbildung 37.



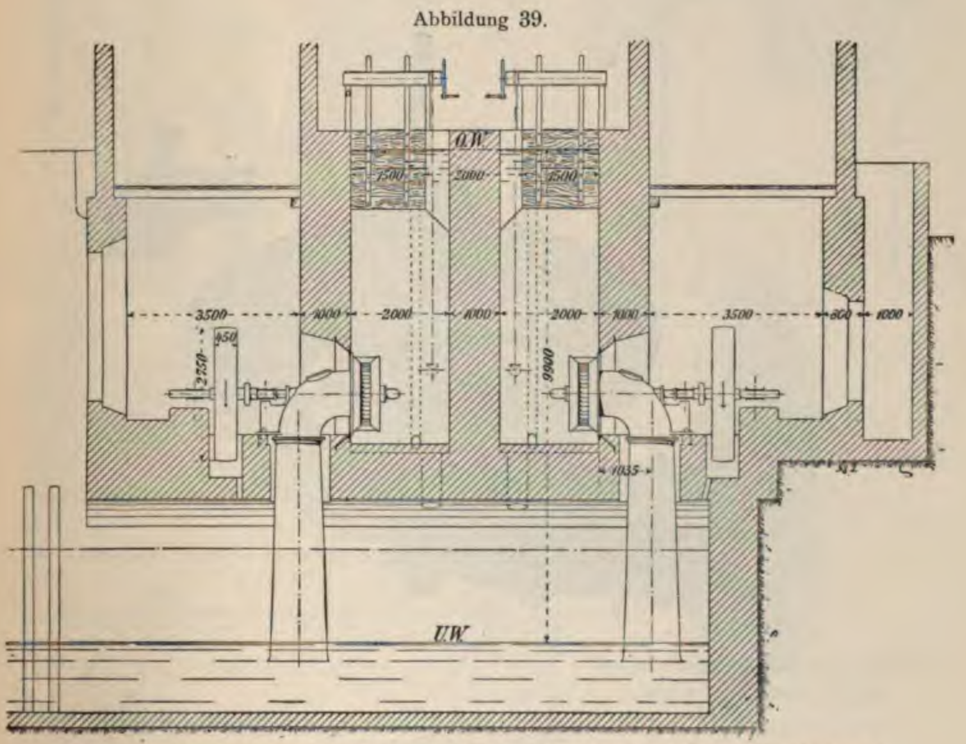
Francisturbine mit liegender Welle im offenen Schacht.
(G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 38.



Francisturbine mit liegender Welle im offenen Schacht.
(G. Luther, Braunschweig.)

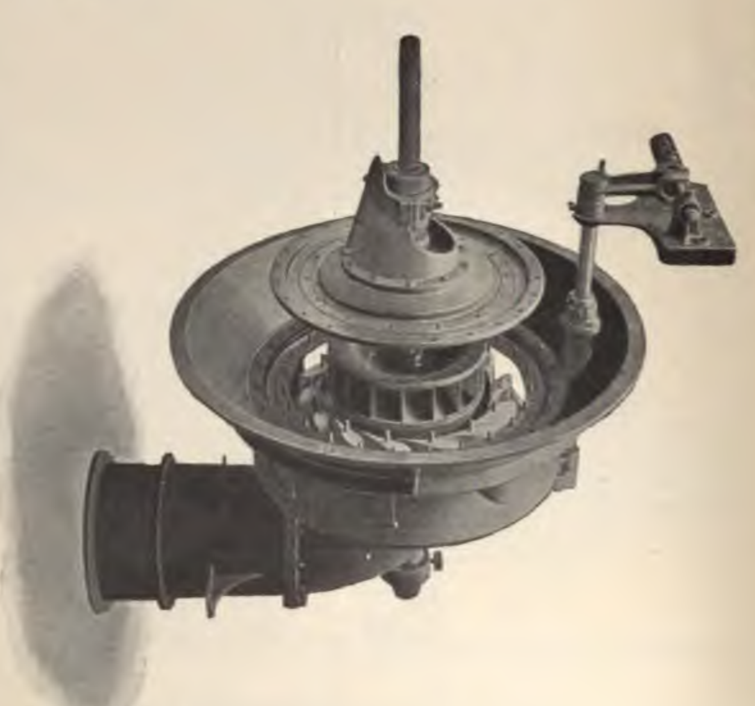
Abbildung 39.



Francisturbinen mit liegenden Wellen im offenen Schacht. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Abbildung 40.





Francisschachtturbine. (G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 41.



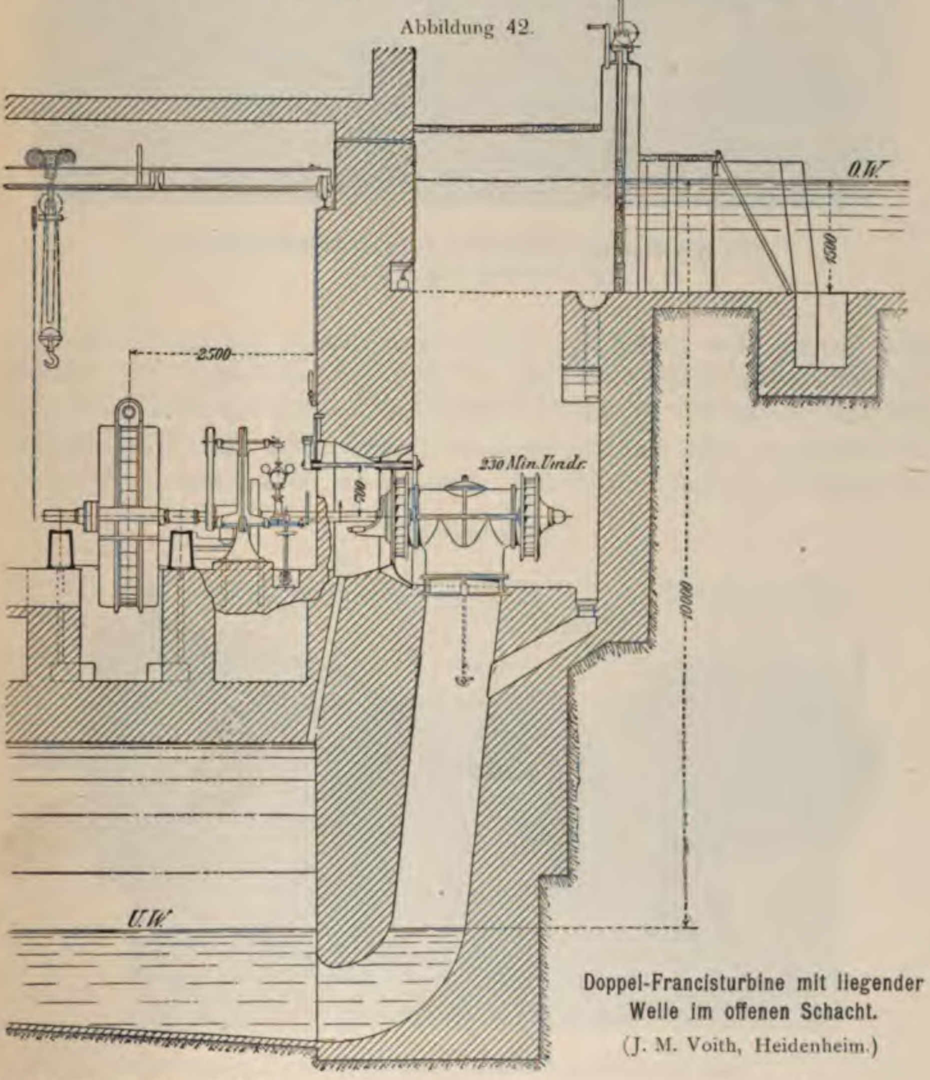
Francisschachtturbine.
(James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

Abbildung 43.



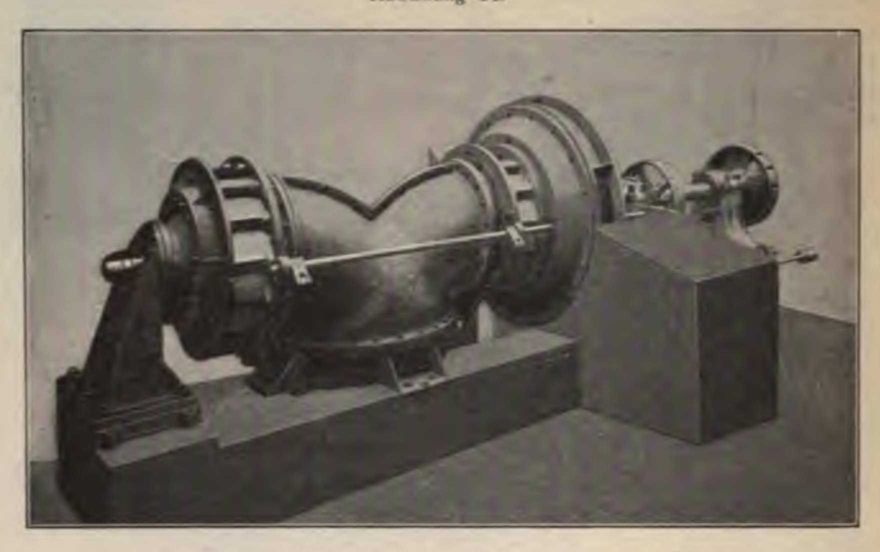
Doppel-Francisschachtturbine.
(G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 42.



Doppel-Francisturbine mit liegender Welle im offenen Schacht.
(J. M. Voith, Heidenheim.)

Abbildung 44.



Doppel-Francisschachtturbine. (G. Luther, Braunschweig.)

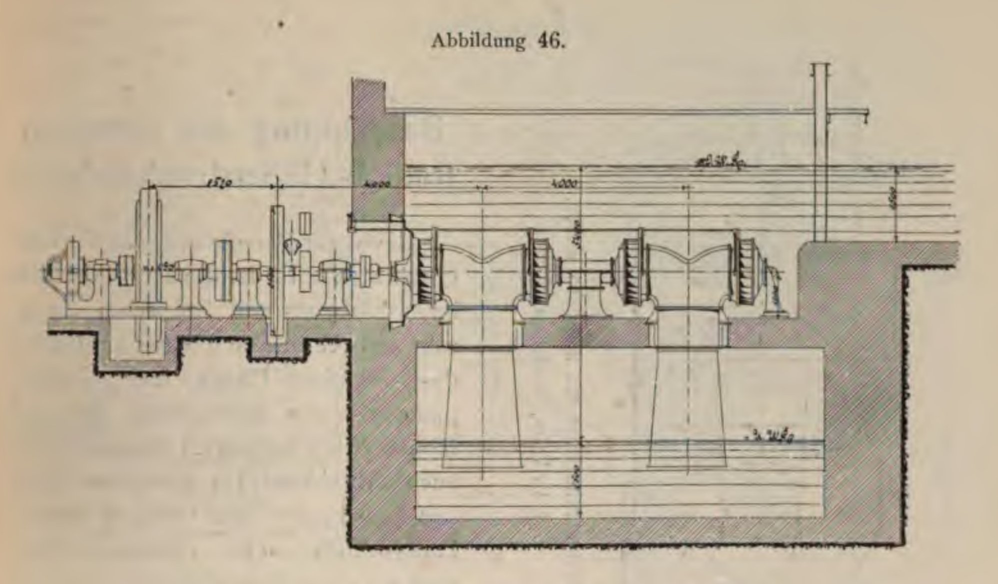
gute kommt. Die Entlüftung des Turbinengehäuses geschieht einfach durch das abfliessende Wasser, welches die Luft mit sich reisst. Die Entlüftung darf aber nur so weit getrieben werden, dass das Laufrad eben noch freiläuft und sein Lauf nicht durch Spritzwasser beeinträchtigt wird. Ein Luftregulierventil, das im Gehäuse angebracht ist und durch die aufsteigende Wassersäule

Abbildung 45.

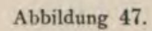


Doppel-Francisschachtturbine. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

Abbildung 46.



Vierfach-Francisturbine mit liegender Welle im offenen Schacht.
(G. Luther, Braunschweig.)



automatisch betätigt wird, stellt zeitweise die Verbindung mit der Aussenluft her und sorgt so dafür, dass in dem Gehäuse ein den Bedingungen entsprechender Luftdruck vorhanden ist.

Abbildung 47.



Vierfach-Francisschachtturbine. (G. Luther, Braunschweig.)

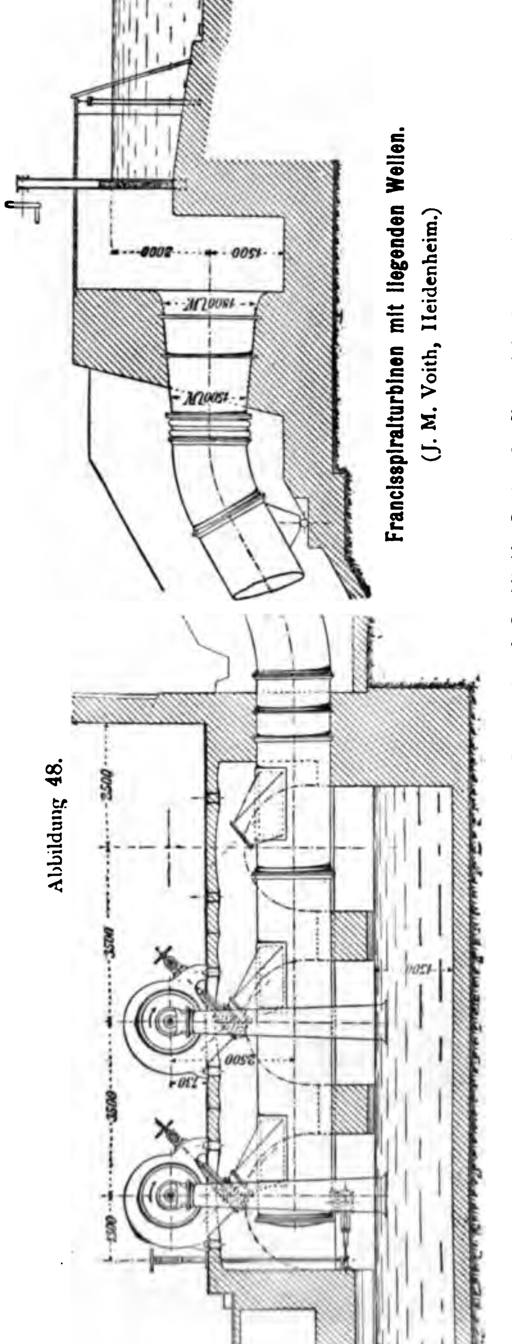


Abbildung 48. Francisspiralturbinen mit liegenden Wellen. (J. M. Voith, Heidenheim.)

§ 17.

Berechnung der äusseren Radial-Ueberdruckturbine.

Bevor zur Berechnung der Turbine geschritten wird, ist die Art und Höhe ihres Einbaues mit Zuleitung, Saugrohr und Abfluss zu fixieren auf Grund des Situations-Planes und Kostenpunktes. Die Berechnung der zur Konstruktion benötigten Grössen (siehe auch Abbildung 12) geschieht nach den Gleichungen der vorausgehenden Paragraphen. Die einzelnen Gleichungen enthalten meistenteils zugleich mehrere Unbekannten. Zur Auflösung ist deshalb ein Teil der Unbekannten durch Erfahrungswerte zu ersetzen. Die Tabellen I und II erleichtern deren richtige Wahl.

Ausgangspunkt der Rechnung bildet die absolute Austrittsgeschwindig-

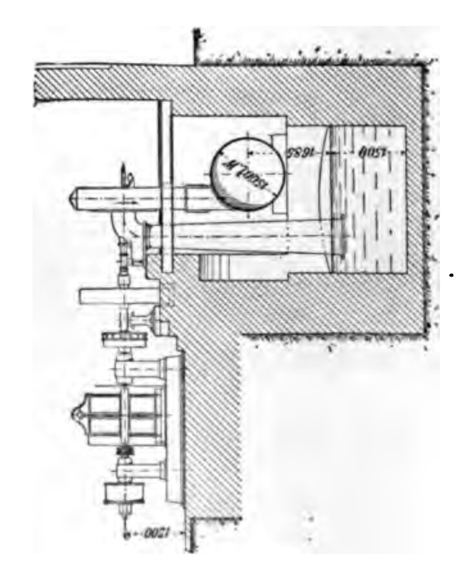
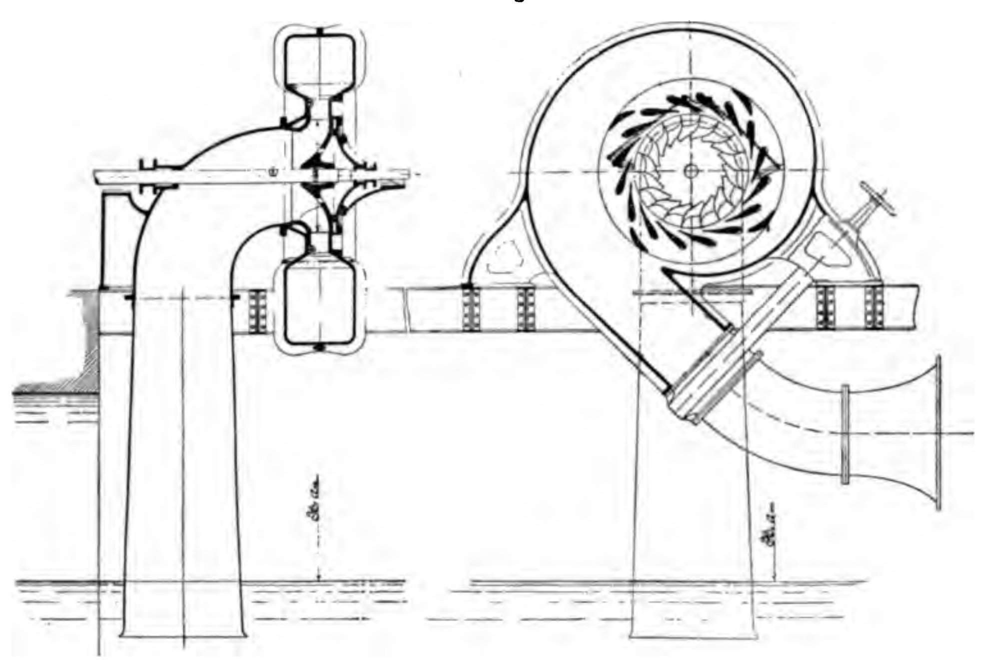
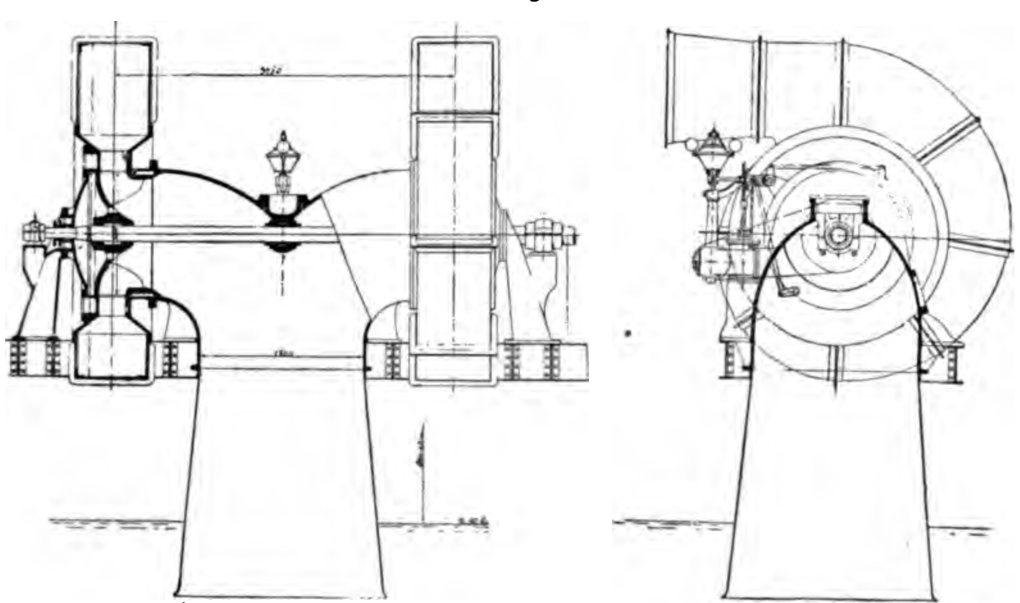


Abbildung 49.



Francisspiralturbine mit liegender Welle. (G. Luther, Braunschweig.)

Abbildung 50.



Doppel-Francisspiralturbine mit liegender Welle. (G. Luther, Braunschweig.)

keit, welche sich nach dem jeweiligen Austrittsverlust $\alpha = 0{,}04 \div 0{,}08$, meist auf Punkt »2« bezogen, zu

$$w_2 = \sqrt{2 g H \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 67.$$

Abbildung 51.



Francisspiralturbine.
(G. Luther, Braunschweig.)

bestimmt. Für einen beliebigen Querschnitt des Wasserlaufes hat die Francisturbine in ihrer Eigenschaft als Vollturbine der Beziehung $F w = Q$ zu genügen. Für die Austrittsfläche im besonderen gilt

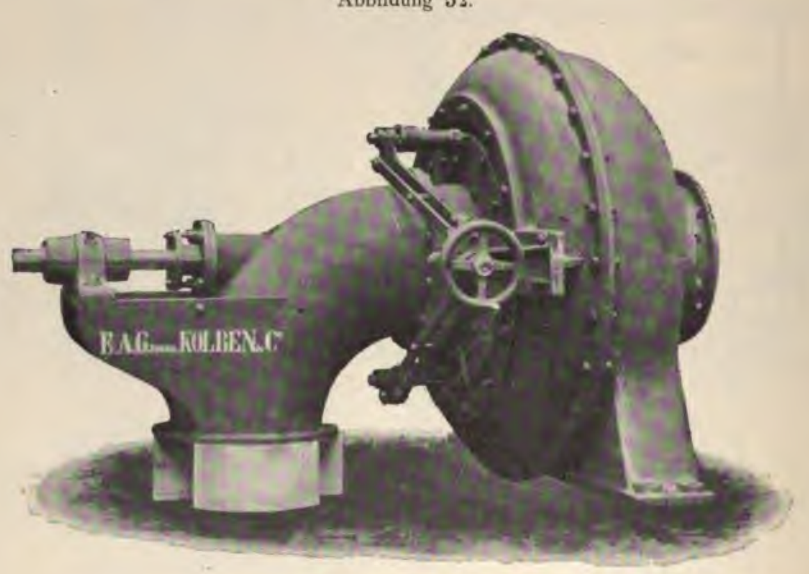
$$F_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 68.$$

Der Winkel δ_2 ist ohne Einfluss auf die Nutzleistung. Wenn der Winkel $\delta_2 = 90^0$ gesetzt wird, ergibt sich mit $\frac{a_2 + s_2}{a_2} = 1{,}1$ die Bruttoaustrittsfläche

$$F_2 = D_2 \pi b_2 = \frac{1{,}1\, Q}{w_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 69.$$

Aus letzter Gleichung ergibt sich die erst später zum Entwurf des Laufradprofiles notwendige Schaufelbreite b_2. Zur Auflösung der Gleichung 69 nach b_2 nehmen wir den unbekannten Durchmesser

Abbildung 52.



Francisspiralturbine. (Kolben & Co., Prag.)

Abbildung 53.



Francisspiralturbine. (Kolben & Co., Prag.)

Abbildung 54.



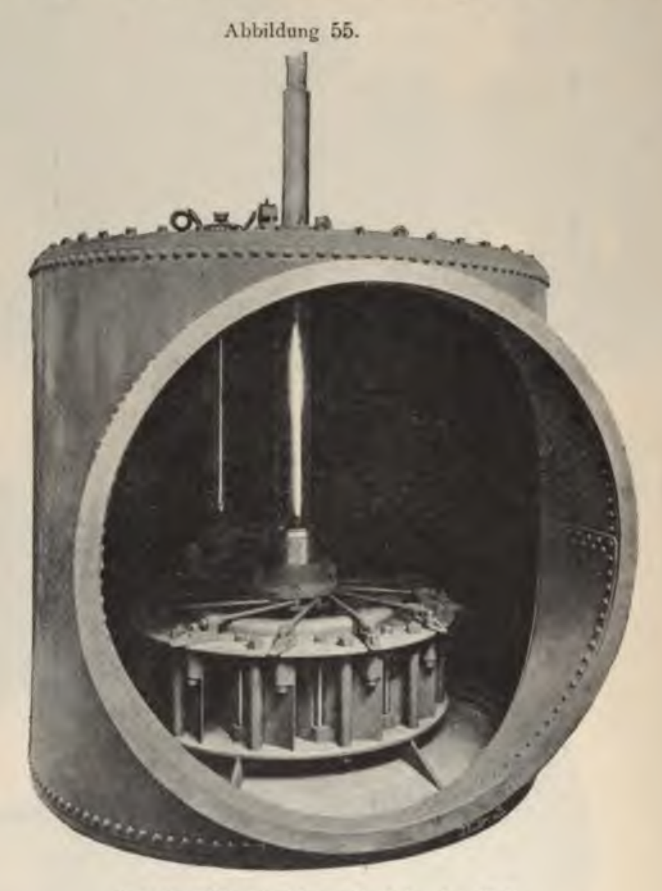
Francisspiralturbine. (Kolben & Co., Prag.)

$$D_2 = D_1 - (D_1 - D_2) = D_1 - (8 \div 10\, a_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 70.$$

an.

Kommt für die Francisturbine Zodel- oder Drehschaufelregulierung in Betracht, so kann die dem Laufrad zugeführte Wassermenge dadurch von ihrem Grösstwert Q bis auf 0 geändert werden. Allein dann stimmen nur für einen Betrag derselben die theoretisch verlangten Forderungen einer richtig

Abbildung 55.



Francisgehäuseturbine mit stehender Welle.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

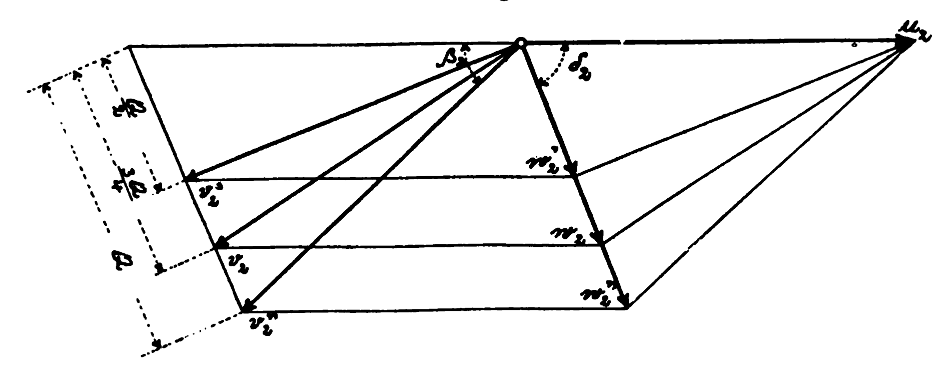
arbeitenden Ueberdruckturbine. Man wählt als solche Wassermenge vorteilhaft diejenige, für welche die relative Austrittsgeschwindigkeit v_2 gleich der Umfangsgeschwindigkeit u_2 wird und die bei normalen Konstruktionen etwa $^3/_4$ der grössten Wassermenge darstellt. Es ist das so zu verstehen, dass bei vollständiger Oeffnung des Leitapparates die Turbine $^4/_3\, Q$ verarbeitet. Der Leitapparat und damit der Laufradeintritt ist also für volles Q, dagegen der Laufradaustritt nur für $^3/_4\, Q$ zu berechnen. Bei den schnellaufenden Turbinen ist

es vorteilhaft, auch die letzteren Querschnitte für volles Q zu dimensionieren. Die Erfahrung hat gezeigt, dass es zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades zweckmässig ist, bei konstanter Wassermenge $^3/_4\,Q$ und bei selten vorkommender grosser Wassermenge $\frac{Q}{2}$ in die Gegend des kleinsten Austrittsverlustes ($w_{2\,min}$) zu legen. Siehe hierzu die Abbildung 56.

Der freie Wasserquerschnitt $F_2 = \frac{D_2^2 \pi}{4}$ wird von w_2 nicht senkrecht durchflossen; deshalb ist er, ausser der Berücksichtigung einer möglichen Verengung durch Welle oder Tragstange, noch um $f_w = 0{,}03\, F_2$ grösser zu nehmen, als F_2. Somit wäre der Durchmesser, auf welchem sich das Laufrad aufbaut:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_2 + f_w)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 71.$$

Abbildung 56.



Das Saugrohr erhält noch eine weitere Querschnittsverengung durch ein etwa vorhandenes Tragkreuz, die mit $f_t = 0{,}02 \div 0{,}09\, F_2$ vorzusehen ist. Damit folgt der Saugrohrdurchmesser

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_2 + f_w + f_t)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 72.$$

Der untere Durchmesser D_4 eines konischen Saugrohres findet sich unter Annahme der in § 12 angestellten Erwägungen und aus der Ueberlegung, dass sich w_4 möglichst der Wassergeschwindigkeit im Untergraben anpasst, aus der Gleichung

$$D_4 = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\, w_4}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 73.$$

Die Grösse des äusseren Laufraddurchmessers D_1 ist abhängig von der geforderten Turbinenumlaufzahl. Eine Einteilung nach diesem Gesichtspunkt ergibt für einen Schnelläufer

$$D_1 = 0{,}9\, D_2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 74.$$

für einen Normalläufer

$$D_1 = 1{,}4\ D_2 \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ 75.$$

und für einen Langsamläufer

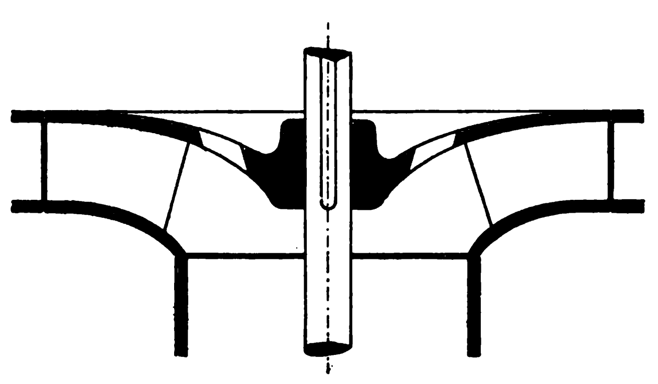
$$D_1 = 1{,}7\ D_2 \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ 76.$$

Vergleiche hierzu die Abbildung 57 ÷ 59 und die Tabelle I, worin $D_{1\,min}$ einem Schnell- und $D_{1\,max}$ einem Langsamläufer entspricht.

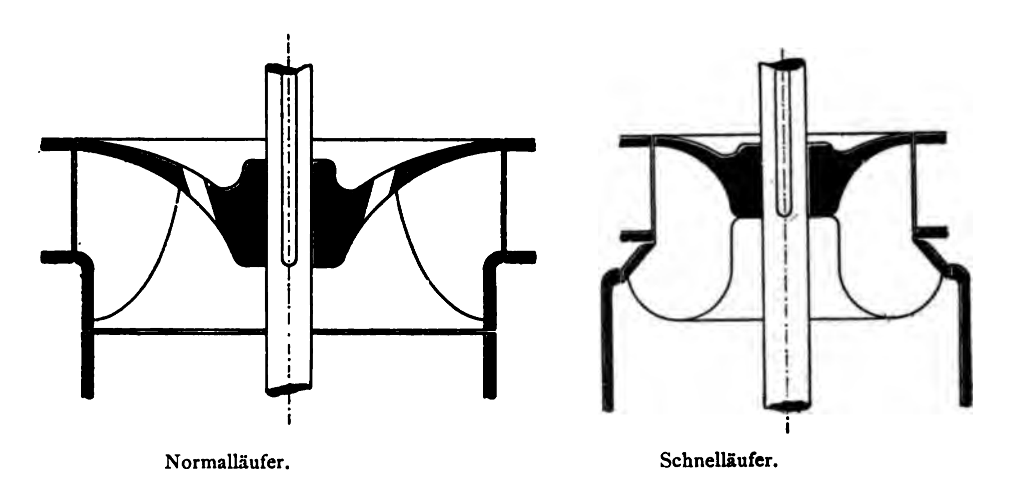
I. Tabelle. Werte von *D*.

Durchmesser D_2 in mm	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	1700	1900	2200	2500	3000
Durchmesser $D_{1\,min}$ „ „	270	360	450	540	700	900	1100	1300	1500	1700	2000	2300	2700
Durchmesser $D_{1\,max}$ „ „	500	700	850	1000	1200	1500	1600	2000	2200	2500	2700	3000	3600

Abbildung 57.



Langsamläufer.



Normalläufer. Schnelläufer.

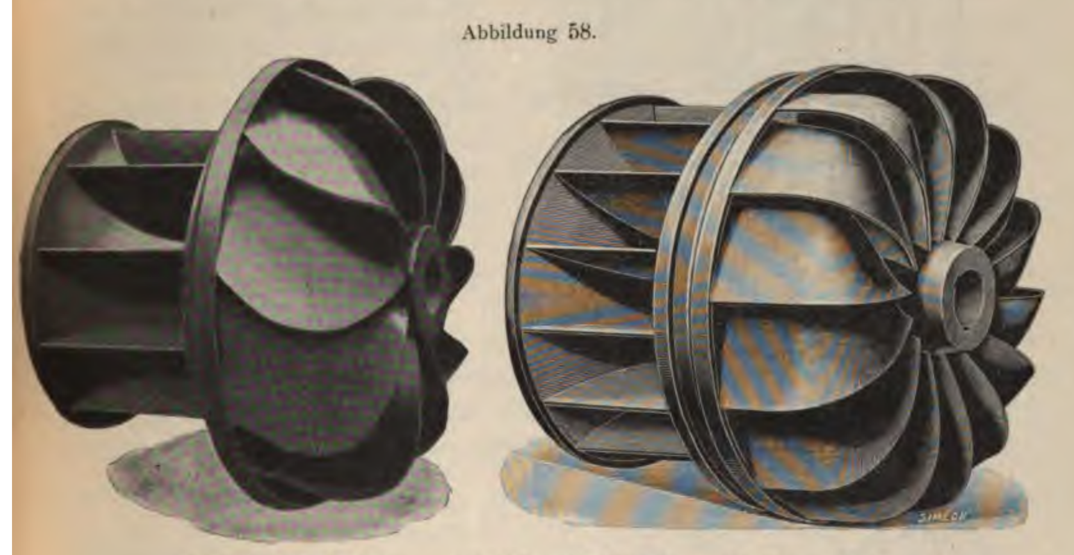
Francislaufradprofile.

In dem schraffierten Dreieck der Abbildung 60 besteht die einfache Beziehung

$$\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}, \qquad \qquad 77.$$

woraus der Winkel δ_1 sich ergibt. Seine Grösse schwankt zwischen $15^0 \div 30^0$, wobei die kleinen Winkel für grosse Gefälle gelten und umgekehrt. Zu bedenken ist, dass einerseits a_0 mit Rücksicht auf Verstopfen durch Fremdkörper einen grossen Wert, anderseits wegen möglichst günstiger Wasserführung einen kleinen Wert verlangt. Für Drehschaufeln ist s_0 um einige Millimeter grösser

Abbildung 58.



Schnelläuferlaufräder, $n_{s\,max} = 350$. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

als der Tabellenwert s_2 einzuführen. Sonst ist für Stahlblechschaufeln $s_0 = s_2$, der Durchmesser des Teilkreises für t_0 ist D_1 und es muss $D_1 \pi = z_0 t_0$ sein.

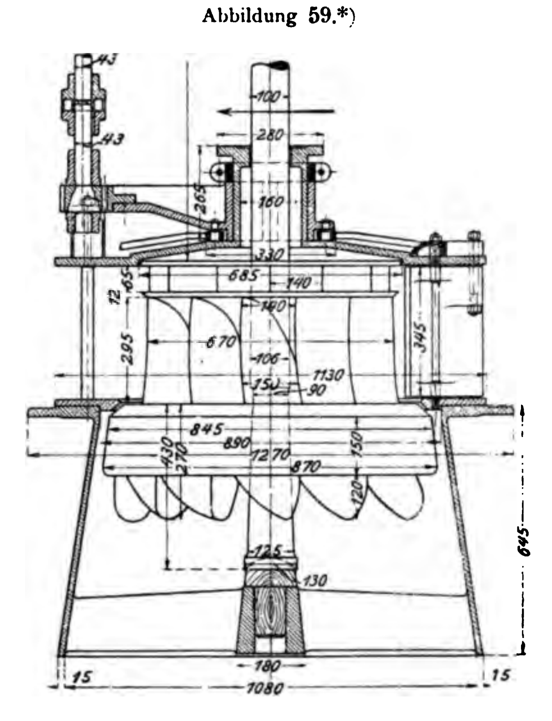
II. Tabelle. Werte von D, a, z und s, gültig für Mittelgefälle.

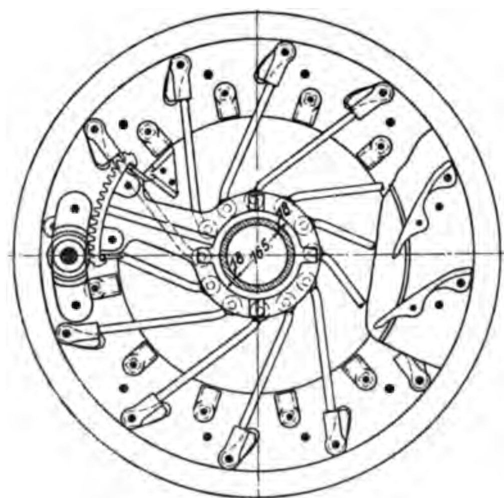
Durchmesser D_1 in mm .	400	500	600	1000	1500	2000	3000	3600
Schaufelzahl z_0 „ „ .	12	14	14—16	18—20	24	28	32	34—36
Schaufelweite a_0 „ „ .	40	40	45	60	70	80	85	95
Schaufelzahl z_2 „ „ .	14	16	16—18	20—22	26	30	44	38—40
Schaufelweite a_2 „ „ .	30	40	45	50	55	60	75	85
Schaufelstärke s_2 „ „ .	4	5	6	7	7	8	8	10

Die Umfangsgeschwindigkeit bestimmt sich vorläufig nach Gleichung 54 bezw. 56 und aus

$$n = \frac{60\, u_1}{D_1 \pi} \qquad \qquad 78.$$

Abbildung 59.*)





New-Samsonturbine $n_s = 327$.
(James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

der zugehörigen Umdrehungszahl. Im Interesse billiger Uebertragungsmittel (Transmission) sollte stets eine hohe Geschwindigkeit, grosses n, gefordert werden. Grossgefälle erfüllen diese Forderung schon an und für sich. Anders aber wird die Sache bei Mittel- und Niedergefällen. Hier müssen wir, um hohe Umdrehungszahlen zu erlangen, eine Verkleinerung von D_1 anstreben, was erreicht wird:

1. Durch Annahme eines grösseren Austrittsverlustes, bis $\alpha = 0{,}15$, welcher Verlust durch Anwendung eines konischen Saugrohres zum Teil wieder auszugleichen ist. Damit verkleinert sich D_2 und zugleich auch D_1.
2. Durch Vergrösserung von β_1 bis etwa 150^0; u_1 ist dann nach Gleichung 52 oder 52a zu berechnen.
3. Durch Verteilung der Wassermenge an mehrere auf derselben Welle sitzenden Teilturbinen, wodurch sich D_2 bezw. D_1 beliebig verkleinert und jede gewünschte Umdrehungszahl zu erlangen ist.

Gilt es, bei Hochgefällen eine kleinere Tourenzahl einzuhalten, so ist der umgekehrte Weg einzuschlagen, also: Vergrösserung von D_1 bis auf 1,7 D_2, Verkleinerung von β_1 auf $60^0 \div 50^0$, von δ_1 auf 15^0 und endlich Annahme eines kleineren Austrittsverlustes $\alpha = 0{,}02$.

Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit berechnet sich mit $\beta_1 = 90^0$ aus Gleichung 53 und 55. Vorläufig kann $w_1 = w_0$ gesetzt werden, und es folgen aus der Beziehung

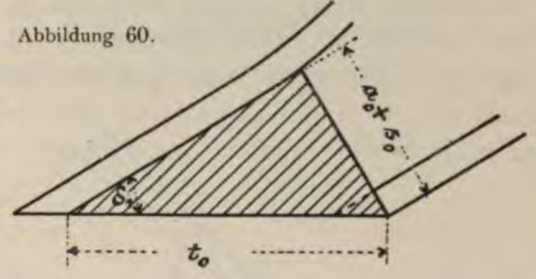
*) S. »Z. d. V. D. Ing.« 1903, S. 842.

$$b_0 z_0 a_0 w_0 = Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 79$$

die Schaufelbreiten b_0 und b_1, die gleich gross auszuführen sind.

Mit letzterer Ausrechnung sind nunmehr alle zum Entwurf des Laufradprofils erforderlichen Werte gefunden. Der Entwurf hat mit dem Aufzeichnen von b_1 und den zugehörigen Durchmessern D_1 und D_3 zu beginnen. Sodann hat man sich über die Form der unteren Laufradwand schlüssig zu werden, nach oben bleibt das Laufradprofil einstweilen noch unbegrenzt.

Abbildung 60.



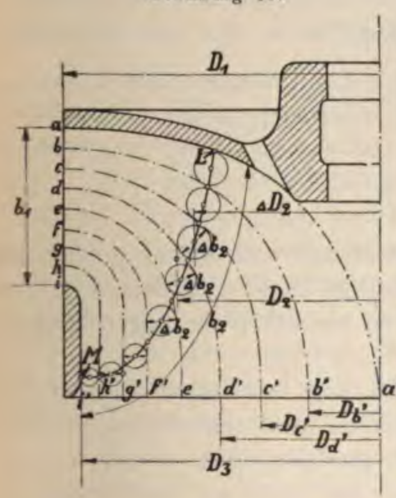
Wir denken uns nun die Turbine durch den Einbau von unendlich dünnen Scheidewänden, welche in Gestalt von konzentrischen Drehflächen aus der Zylinderfläche beim Eintritt und aus der Kreisfläche beim Uebergang ins Saugrohr gleiche Flächen herausschneiden, in eine Anzahl von x Teilturbinen zerlegt, von denen man annehmen kann, dass sie auch gleichviel Wasser führen. Hierzu wird nach Abb. 61 die Schaufelbreite b_1 in x gleiche Teile zerlegt und die Kreisfläche beim Uebergang ins Saugrohr ebenfalls in x Teile, welche untereinander flächengleich sind. In unserer Abb. 61 sind letztere Flächen durch die Durchmesser $D_3 - D_{h'}$, $D_{h'} - D_{g'}$ u. s. f. bestimmt. Diese Flächen lassen sich einfach nach der Beziehung

$$(D_3^2 - D_{h'}^2)\frac{\pi}{4} = \frac{1}{x}\,\frac{D_3^2\,\pi}{4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 80.$$

berechnen, woraus

$$D_{h'} = D_3\sqrt{\frac{x-1}{x}}$$

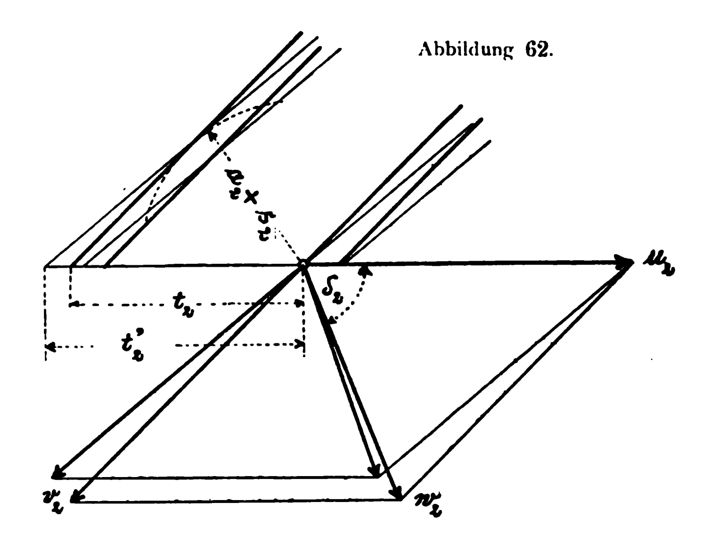
Abbildung 61.



folgt. Der Durchmesser $D_{g'} = D_3\sqrt{\frac{x-2}{x}}$ u. s. f. Die so erhaltenen Teilpunkte $a \div i$ und $a' \div i'$ verbindet man durch stetige Kurven, welche den Durchflussquerschnitt überall in gleiche Teile teilen und die Benennung »Wasserstrassen« führen Mit dem Einzeichnen der letzten Kurve $a\,a'$ ist die obere Laufradwand auch gefunden. Des weiteren trägt man den Austrittsbogen $\widehat{ML} = b_2$ von der unteren Radbegrenzung aus in das Profil ein. Die Form des Austrittsbogens kann eine Parabel, ein Kreisbogen sein oder auch aus einem Kreisbogen und einer Geraden zusammengesetzt

werden. Für das Aufzeichnen der Schaufel ist es angenehm, dass der Austrittsbogen die Wasserstrassen möglichst senkrecht schneidet. Soweit es die Stetigkeit der Kurven zulässt, ist dieses deshalb anzustreben.

Die Wasserstrassen zerlegen den Austrittsbogen b_2 in x Bogenelemente Δb_2. Es besteht also die Beziehung $\Sigma \Delta b_2 = b_2$ Machen wir für die absolute Austrittsgeschwindigkeit w_2 die Annahme, dass sie in allen Punkten des Austrittsbogens gleich gross sei und ihre Richtung senkrecht auf der zugehörigen Niveaufläche stehe, so fliesst durch eine jede Rotationsfläche des Bogenelements Δb_2 eine gleich grosse Wassermenge. Diese entspricht denjenigen Wassermengen, welche durch die vorher berechneten Kreisringflächen und Kreisflächen



beim Uebergang ins Saugrohr fliessen. Mit Berücksichtigung der Schaufeldicken und mit Bezug auf Gleichung 80 fliesst demnach durch die erste (äusserste) Rotationsfläche $\Delta D_2 \cdot \pi \cdot \Delta b_2 \cdot 1{,}1\, w_2 = \frac{1}{x} \frac{D_3^2 \pi}{4} 1{,}1\, w_2$, woraus nach einer Umformung die Grösse des Bogenelementes

$$\Delta b_2 = \frac{D_3^2}{4 \cdot x \cdot \Delta D_2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 81.$$

folgt. Für die Berechnung der einzelnen Bogenelemente sind die entsprechenden Schwerpunktsdurchmesser ΔD_2 aus der Zeichnung direkt abzumessen, wobei man der Einfachheit halber die Schwerpunkte in der Mitte der Bogenelemente annimmt.

Meistenteils werden auf den ersten Entwurf die berechneten Längen der Bogenelemente Δb_2 und die zeichnerisch bestimmten nicht einander gleich sein. Es muss dann hier an den Wasserstrassen und Austrittsbogen, schliesslich am Laufradprofil selbst so lange geändert werden, bis Rechnung und Zeichnung

übereinstimmen. Ist dies nun der Fall, also $\Sigma \Delta b_2 = b_2$, so berechnet sich der Schwerpunktsdurchmesser D_2 des Austrittsbogens aus der Beziehung

$$\Sigma (\Delta D_2 \cdot \pi \cdot \Delta b_2) = D_2 \pi b_2,$$

woraus folgt

$$D_2 = \frac{x \cdot \Delta D_2 \cdot \Delta b_2}{b_2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 82.$$

Zeichnen wir uns hierauf für den Schwerpunktsdurchmesser D_2 das Geschwindigkeits-Parallelogramm aus $u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$, dem schon früher berechneten w_2 und $v_2 = u_2$ auf, so erhalten wir mit der Richtung von v_2 die Richtung des letzten Schaufelelementes. Durch Schlagen eines Kreisbogens mit $a_2 + s_2$ als Radius ergibt sich, wie aus Abbildung 62 ersichtlich, die vorläufige Teilung t'_2, woraus die angenäherte Schaufelzahl

$$z'_2 = \frac{D_2 \pi}{t'_2}$$

folgt. Die auszuführende Schaufelzahl muss $z_2 > z_0$ und wegen der Formerei eine gut teilbare Zahl sein. Die Tabelle II gibt für normallaufende Turbinen bei Mittelgefälle hierüber gute Werte an.

Durch die endgültige Festlegung der Teilung

$$t_2 = \frac{D_2 \pi}{z_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 83.$$

werden leicht kleine Aenderungen an a_2 und w_2 nötig. Die Grösse der Schaufelbreite b_2 ist zur Kontrolle nach der Beziehung

$$z_2 \, a_2 \, b_2 \, v_2 = {}^3/_4 \, Q \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 84.$$

nachzurechnen, wobei ein Fehler bis $\pm 3\%$ zulässig ist.

Die Leitradschaufelform.

Denken wir uns das Leitrad in der Mitte durch eine zur Turbinenachse senkrechte Ebene geschnitten, so heissen die entstehenden Kurven Schaufelkurven und die Schnittflächen Schaufelprofile.

Aus früherem ist bekannt, dass die Schaufelkurve, so lange sie von stetiger Krümmung ist, keinen ungünstigen Einfluss auf die Wasserbewegung ausübt. Es genügt lediglich, dass das erste Schaufelelement das ankommende Wasser tangiert, das letzte die Neigung des Winkels δ_1 hat und zwischen je zwei benachbarten Schaufeln die richtige Eintrittsweite a_0 und Parallelität vorhanden ist. Damit das austretende Wasser bei einer Radial-Ueberdruckturbine keine Kontraktion erfährt, muss das letzte Schaufelelement nach einer Evolvente geformt sein, wie es die Abbildung 63 zeigt.

Die Evolvente $a\,b$ entsteht dort durch Abrollen der Geraden $\overline{b\,d}$ auf den Grundkreis G_0. Meist kann die Evolvente durch einen Kreisbogen ersetzt

werden, welcher dann aus der Mitte von $\widehat{de}$ um f mit $\overline{fb}$ als Radius zu schlagen ist. Der Grundkreis ergibt sich aus

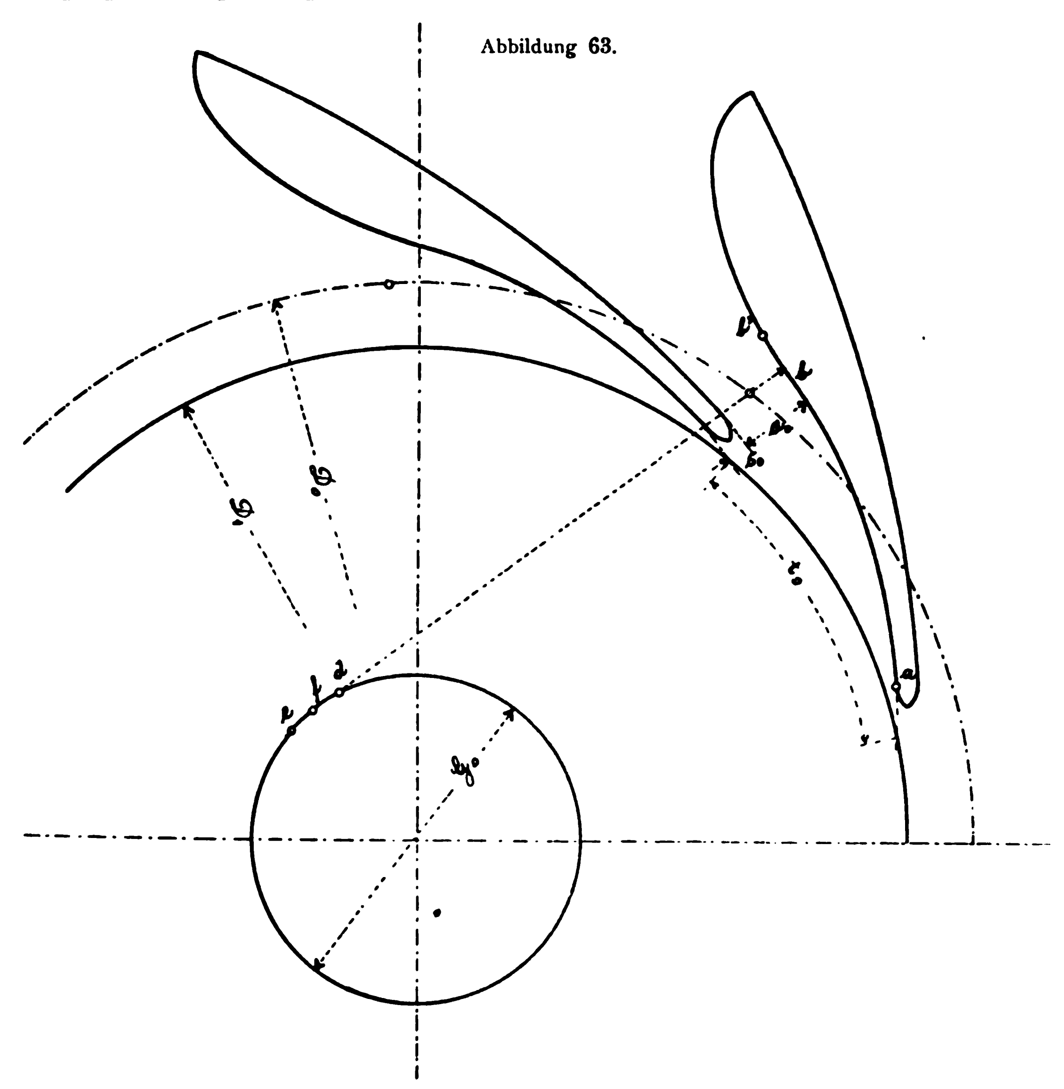
$$z_0 (a_0 + s_0) = G_0 \pi$$

zu

$$G_0 = \frac{z_0 (a_0 + s_0)}{\pi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 85.$$

Wegen einer gesicherten Wasserzuführung ist es ratsam, die Evolvente noch ein Stück, etwa $10 \div 20$ mm bis b' weiter zu führen. Von b' ab geschieht das Weiterbilden der Leitradschaufel bis zum Wassereintritt mit stetiger, aber möglichst rascher Querschnittserweiterung und unter konstruktiver Berücksichtigung der Regulierorgane.

Abbildung 63.



Um die Veränderung des Leitradkanals bei den verschiedenen Stellungen einer Drehschaufel von »voll auf« bis »ganz zu« untersuchen zu können, zeichnet man sich diese auf Pauspapier auf und operiert damit am Zeichentisch.

Bei Spiralturbinen erhält die Leitschaufel keine zweite Krümmung mehr. Sehr zu empfehlen ist hier die Anordnung von feststehenden Leitschaufeln innerhalb des Spiralgehäuses. Vergleiche hierzu Abbildung 49 u. a. m.

Die Laufradschaufelform.

Abbildung 64.



Demonstrationsmodell für die Schaufelung einer Francisturbine.

Dieselbe ist Begrenzungsfläche eines knieförmig gebogenen Kanals, welcher seinerseits noch in radialer Richtung verdreht ist.

In Abbildung 64 ist die komplizierte Gestalt der Schaufel zu ersehen. Ihre zeichnerische Bestimmung kann nicht durch einfache geometrische Hilfsmittel erfolgen, sondern sie stellt an den Konstrukteur grössere Anforderungen, die erst durch Schulung zu erreichen sind.

Die Hauptschwierigkeit bei der Konstruktion der Francis-Laufschaufel liegt in der Gestaltung der Austrittsverhältnisse. Im übrigen sind für eine rationell arbeitende Laufschaufel die folgenden Gesichtspunkte massgebend:

1. Kurze Wasserwege mit allmählichen Uebergängen, dabei kleine benetzte Flächen.

2. Vollkommene Ablenkung des austretenden Wassers, rechtwinklig zum Laufradumfang.

3. Parallelität der Schaufelenden untereinander und ihre Ausbildung nach Evolventenform.

Die Evolventen liegen zu Enden längs der Wasserstrassen und verflachen sich nach der unteren Laufradwand zu, um auf dieser selbst in eine Gerade überzugehen. Die Rotationsflächen, in welchen die Wasserstrassen liegen, sind nicht abwickelbar. Man verzeichnet deshalb die Evolventen auf Kegelflächen, deren Mantellinien Tangenten an die einzelnen Wasserstrassen in deren Austrittsbogen bilden. Die wirklichen Längen der Mantellinien für die einzelnen Wasserstrassen $a\,a' \div i\,i'$ ergeben sich durch Ausbiegen dieser in die Gerade. Vergl. hierzu die Abb. 65, in welcher die Wasserstrasse $a\,a'$ in die Mantel-

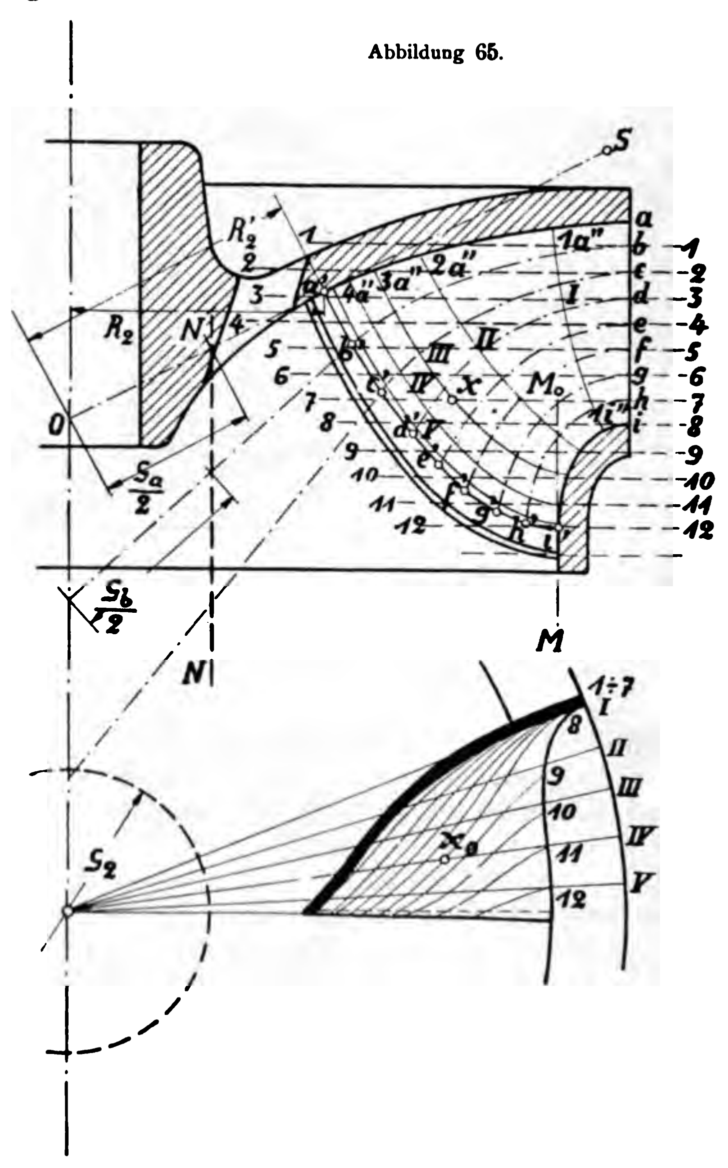
linie $\overline{OS}$ ausgebogen ist und die folgende Abb. 66, woraus die Mantelfläche in der Abwicklung zu ersehen ist.

Der Grundkreisdurchmesser der Evolvente ist allgemein analog wie bei der Leitschaufel

$$G_2 = \frac{z_2(a_2 + s_2)}{\pi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 86.$$

und da nach Abb. 65 $G_2 = G_a \frac{R_2}{R'_2}$ ist, so wird für die Wasserstrasse $a\,a'$ der Evolventengrundkreis

Abbildung 65.

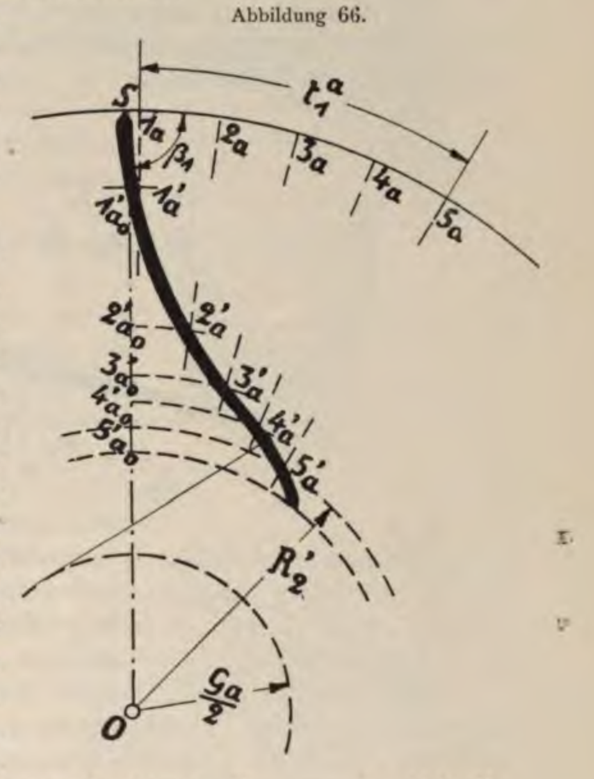


$$G_a = \frac{R'_2}{R_2} \frac{z_2(a_2 + s_2)}{\pi}$$

Die Gerade NN, gezogen in der Entfernung $\frac{G_2}{2}$ parallel zur Turbinenachse, schneidet auf den einzelnen Kegelmantellinien den jeweiligen Grundkreishalbmesser ab, vorausgesetzt, dass die Austrittsweite a_2 auf der ganzen Austrittsbreite b_2 die gleiche ist. Vergl. hierzu die Abb. 65.

Mittels des nach letzter Gleichung berechneten Grundkreis-Durchmessers G_a konstruieren wir uns analog der Leitschaufel auf der abgewickelten Kegelmantelfläche in Abbildung 66 die Evolvente und schliessen hieran das übrige Schaufelstück in allmählicher Krümmung bei möglichster Kürze bis zum äusseren Kreise an, so dass sie diesen unter dem Eintrittswinkel β_1 schneidet. Um die Krümmung beurteilen zu können, sind mindestens zwei Schaufelkurven zu verzeichnen. Des weiteren wird die Teilung $t_1{}^a$ in eine Anzahl, in unserem Fall 4, gleiche Teile geteilt, und durch die Teilpunkte 1_a, 2_a .... werden Radien gezogen. Diese ergeben auf den Rotationsflächen die Spuren radialer Schnittebenen. Ueberträgt man nun die Schnittpunkte $1'_a$, $2'_a$ .... bezw. $1'_{a_0}$, $2'_{a_0}$ ..... der Schaufel mit den Radien der Abb. 66 in das Laufradprofil, so findet man hier die entsprechenden Punkte $1''_a$, $2''_a$ ..... der Abb. 65.

Abbildung 66.



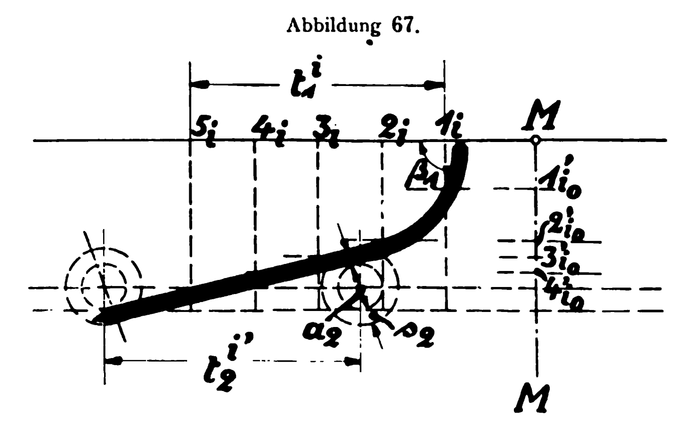
Es ist also hierbei die Kegelmantellinie in die Wasserstrasse wieder zurückzubiegen, so dass die Strecken $\overline{S\,1'_{a_0}} = \overline{a\,1''_a}$, $\overline{S\,2'_{a_0}} = \overline{a\,2''_a}$ .... werden, wobei auch das innere Schaufelende verzeichnet wird.

Um über den Verlauf der Evolventen im klaren zu sein, ist es vorteilhaft, für alle Wasserstrassen die Schaufelkurven zu konstruieren. Zeigt es sich hierbei, dass eine konstante Austrittsweite b_2 nur unter bedeutender Abweichung von $\beta_2 \infty 90^0$ erzielt werden kann, so hat man a_2 nach unten zu verkleinern und dementsprechend nach oben zu vergrössern. Meist wird es genügen, die Schaufelkurve für die obere, mittlere und untere Wasserstrasse zu bestimmen. In der Abb. 67 ist die Konstruktion für letztere Wasserstrasse auch noch durchgeführt, wobei die in Wirklichkeit auf dem Rotationskörper mit der Kurve $i\,i'$

als Meridian liegende Wasserstrasse auf den Zylinder MM (Abb. 65) zurückgebogen und der Mantel dieses Zylinders in die Bildebene abgewickelt zu denken ist. Die Evolventen verschwinden hier und an ihre Stelle treten parallele Gerade, welche sich durch Auftragen der Teilung $t_1^{i'}$ und $a_1 + s_1$ ergeben. Der Uebergang nach dem Eintritt zu muss an die Gerade anschliessend stetig sein und wegen der Wasserreibung an den rauhen Gusswänden möglichst kurz gehalten werden.

Den Austrittsbogen denkt man sich meist als eine Parallele zur Turbinenachse in einer Radialebene liegend. Weitere solcher Radialebenen, in unserer Abb. 65 mit I ÷ V bezeichnet, in gleichen Abständen durch das Laufrad

Abbildung 67.



gelegt gedacht, ergeben auf der Schaufeloberfläche Schnittkurven, die einen dem Austrittsbogen ähnlichen Verlauf zeigen und durch Verbinden der Endpunkte $1''_a \div 1''_i$, $2''_a \div 2''_i$ .... gefunden sind. Im Grundriss der Abb. 65 erscheinen dann diese Schnittkurven als Radien.

Allein mit den Radialschnitten lässt sich der Schaufelklotz noch nicht herstellen. Zu diesem Zweck legt man noch weiter in gleichen Abständen, gewöhnlich durch die Teilpunkte $a \div i$ u. s. f., wagrechte Ebenen senkrecht zur Turbinenachse und bestimmt vermittelst der Radialschnitte I ÷ V im Grundriss ihre Schnittkurven mit der Schaufeloberfläche. Diese Bestimmung ist sehr einfach, indem man beispielsweise im Grundriss auf dem Radialschnitt die Strecke $\overline{IVx_0}$ der Strecke $\overline{hx}$ im Aufriss gleich macht Verbindet man nun die zusammengehörigen Punkte miteinander, so findet man den Verlauf der Schnittkurven, nach denen der Schaufelklotz angefertigt werden kann und durch Verbinden der Kurvenendpunkte die Umrisse der Schaufel im Grundriss. Aus dem flüssigen Verlauf dieser Kurven 1·1, 2·2, . . . im Grundriss lässt sich auf den richtigen Verlauf der im Aufriss zum Teil angenommenen Radialschnittkurven I ÷ V schliessen. Gegebenenfalls ist an letzteren so lange zu ändern, bis die Kurven 1·1, 2·2, . . . im Grundriss stetig verlaufen, von denen in unserer Abb. 65 der Deutlichkeit halber nur ihre Anfangspunkte mit 1, 2 . . . . bezeichnet sind.

Zeichnet man sich auch im Grundriss noch die Wasserstrassen ein, indem man die nach Evolventen geformten Schaufelenden punktweise überträgt und im übrigen frei von Hand bis zum Eintritt verlängert, so müssen sich auch hier die gleichen Schnittpunkte zwischen den Wasserstrassen, horizontalen und radialen Ebenen wie im Aufriss ergeben; womit uns eine weitere Kontrolle für die richtige Annahme der Radialschnitte im Aufriss gegeben ist. In der folgenden Abb. 68, welche den Schaufelplan eines Schnelläufers darstellt, ist diese Kontrollkonstruktion durchgeführt.

Abbildung 68.

Die verschieden grossen Teilungen $t_2^{a'} \div t_2^{i'}$ bestimmt man am einfachsten auf graphischem Wege, ebenso die verschieden grossen Umfangsgeschwindigkeiten in diesen Punkten. Die Konstruktion hierfür ist aus der Abbildung 69 ohne weiteres verständlich.

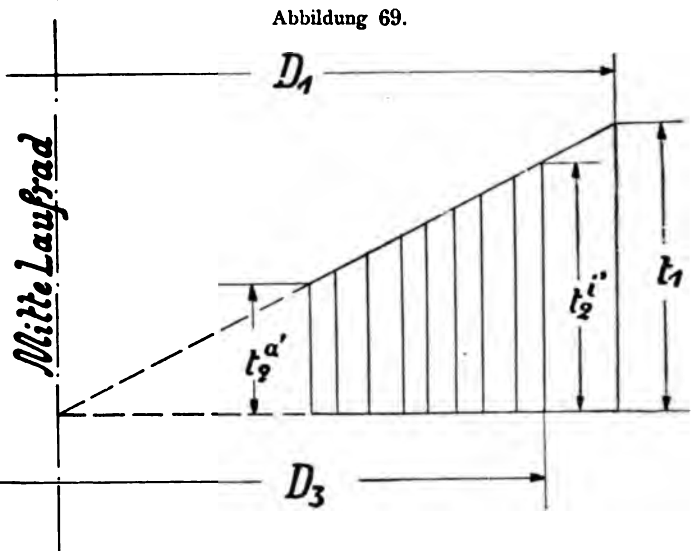
Zur Herstellung des Schaufelklotzes werden nun vom Modellschreiner kleine Brettchen von Form der im Grundriss der Abb. 65 gefundenen horizontalen Schnittkurven 1·1, 2·2 . . . und der Stärke gleich dem im Aufriss der Abb. 65 gegebenen Abstand zweier Schnittebenen 1·1 ÷ 2·2 angefertigt, einzeln in richtiger Reihenfolge übereinander geleimt und endlich die überstehenden Kanten etwas gebrochen, soweit der Uebergang von einer zur andern Schnittkurve es erfordert. Bei Stahlblechschaufeln wird mittels dieses Schaufelklotzes der Schaufelpressklotz hergestellt und bei gusseisernen Schaufeln die Kernbüchse darnach gefertigt. In der Abb. 70 sind die einzelnen Brettchen eines ausgeführten Schaufelklotzes lose übereinandergelegt, und der fertige Schaufelklotz in seiner räumlichen Ausdehnung ist deutlich zu erkennen.

Aus all dem Vorhergehenden ist zu ersehen, dass die Laufradschaufelform nur annähernd richtig sein kann und dem Ermessen des Konstrukteurs ein weiter Spielraum gelassen ist. Deshalb ist jede fertigentworfene Schaufel auf die richtige Teilung, auf Winkel und Geschwindigkeitsverhältnisse wiederholt genau zu prüfen.

Im Zusammenhang ist der Vorgang bei der Konstruktion des Schaufelplanes einer Francisturbine kurz wiederholt folgender: Nachdem das Laufradprofil und die Grösse des Austrittsbogens festliegen, erfolgt das Eintragen der Wasserstrassen ins Profil; nach getrennter Konstruktion bestimmt man die

Schaufelkurve, insbesondere des nach Evolventen gekrümmten Teils, was mindestens für die obere, mittlere und untere Wasserstrasse durchzuführen ist; sodann wird die Schaufelkurve ins Profil zurückübertragen, worauf das Einzeichnen der Schnittkurven der Radialebenen nach ihren festliegenden Anfangs-, Mittel- und Endpunkten, im übrigen freihändig erfolgt. Hierauf bringt man die Schaufeloberfläche durch horizontale Ebenen zum Schnitt und bestimmt im Grundriss diese Schnittkurven mittels der Radialebenen, wonach der Schaufelklotz gefertigt wird. Der richtige Verlauf letzterer Kurven kann noch durch Einzeichnen der Wasserstrassen in den Grundriss mit den sich dadurch ergebenden Schnittpunkten nachgeprüft werden.

Abbildung 69.



Vergleiche auch die verschiedenen Schaufelpläne, welche auf den Konstruktionstafeln dargestellt sind.

Beispiel:

Für eine maximale Wassermenge $Q = 2{,}66\,m^3/_{sk}$ und ein Gefälle von $H = 5{,}7$ m soll eine Francisturbine mit vertikaler Welle und Drehschaufelregulierung berechnet werden.

Nach den örtlichen Verhältnissen wird eine Saugrohrlänge L_s etwa 2,8 m nötig.

Mit einem vorläufigen geringsten Wirkungsgrad $\eta = 0{,}75$ berechnet sich die der Turbinenwelle zu entnehmende Kraft

$$N_\eta = 10\,QH$$

$$\underline{N_\eta} = 10 \cdot 2{,}66 \cdot 5{,}7 = \sim \underline{152\ \text{PS.}}$$

Zur Erzielung einer gleich günstigen Kraftausnützung ist der Laufradaustrittsquerschnitt unter Zugrundelegung von

$$\underline{{}^3/_4\,Q_{max}} = \underline{2\,m^3/_{sk}}$$

zu berechnen. Rückwärts schreitend mit einem angenommenen Austrittsverlust $\alpha = 0{,}04$ bestimmt sich nach Gleichung 67 die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$w_2 = \sqrt{2g \cdot 5{,}7 \cdot 0{,}04} = 2{,}12 \ \mathrm{m/_{sk}},$$

und damit, gemäss Gleichung 69, die Bruttoaustrittsfläche des Laufrades

$$\underline{D_2 \pi b_2} = \frac{1{,}1 \cdot 2}{2{,}12} = \infty \ \underline{1{,}04 \ \mathrm{m}^2}.$$

Es folgt die Bestimmung des oberen Saugrohrdurchmessers D_s, nach Gleichung 72 mit $f_w + f_t = 1{,}04 \cdot 0{,}09 = 0{,}093 \ \mathrm{m}^2$, zu

$$\underline{D_s} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (1{,}04 + 0{,}093)} = \underline{1{,}200 \ \mathrm{m}.}$$

Der untere Saugrohrdurchmesser ergibt sich mit der Annahme einer Saugrohrgeschwindigkeit $w_4 = 1{,}20 \ \mathrm{m/_{sk}}$ zu

$$\underline{D_4} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2}{1{,}20}} = \underline{1{,}450 \ \mathrm{m},}$$

welcher bei Ausführung ohne Bedenken auf $D_4 = 1{,}500$ m abgerundet werden kann.

Der Durchmesser D_3, auf welchem sich das Laufrad aufbaut, berechnet sich aus dem freien Wasserquerschnitt F_3 mit einer anzunehmenden Querschnittsverengung $f_w = 1{,}04 \cdot 0{,}03 = 0{,}031 \ \mathrm{m}^2$ nach Gleichung 71 zu

$$\underline{D_3} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (1{,}04 + 0{,}031)} = \underline{1{,}170 \ \mathrm{m}.}$$

Abbildung 70.





Mit Hilfe unseres zuletzt gefundenen Durchmessers D_1 wählen wir aus Tabelle I den vorläufigen äusseren Laufraddurchmesser

$$\underline{D_1 = 1{,}300 \text{ m}}$$

und bestimmen mit einem schätzungsweisen hydraulischen Wirkungsgrad $\xi = 0{,}83$ nach Gleichung 54 die Umfangsgeschwindigkeit

$$\underline{u_1} = \sqrt{g \cdot 5{,}7 \cdot 0{,}83} = \underline{6{,}82 \text{ m/}_{\text{sk}}},$$

woraus die Zahl der minutlichen Umdrehungen des Laufrades

$$\underline{n} = \frac{60 \cdot 6{,}82}{1{,}300 \cdot \pi} = \underline{100}$$

folgt. Die spezifische Umlaufzahl nach Gleichung 66, zu

$$\underline{n_s} = \frac{100}{5{,}7}\sqrt{\frac{152}{\sqrt{5{,}7}}} = \underline{140}$$

berechnet, kennzeichnet unsere Turbine als Normalläufer, wobei ein Wirkungsgrad von 83 % zu erwarten ist.

Angenommen, es wäre eine Umlaufzahl von 120 in der Minute gefordert, dann ist umgekehrt vorzugehen, also die Beziehung aufzustellen

$$\underline{D_1} = \frac{60 \cdot 6{,}82}{120 \cdot \pi} = \underline{1{,}090 \text{ m}}$$

und dieser Durchmesser der weiteren Berechnung zugrunde zu legen.

Die Schaufelanzahl des Leitrades ist nach Tabelle II zu $z_0 = 22$ zu wählen, wodurch wir nach der Beziehung $D_1 \pi = z_0 t_0$ eine Schaufelteilung von

$$\underline{t_0} = \frac{1300 \pi}{22} = \underline{185{,}6 \text{ mm}},$$

und hieraus im Verein mit $a_0 = 60$ mm und $s_0 = 10$ mm nach Massgabe der Tabelle II und gemäss der Gleichung 77 einen Eintrittswinkel

$$\sin \delta_1 = \frac{70}{185{,}6}$$

$$\underline{\delta_1} = \underline{22^0\, 9'}$$

erhalten.

Aus Winkel δ_1 berechnet sich die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad nach Gleichung 53 zu

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \delta_1}$$

$$\underline{w_1} = \frac{6{,}82}{\cos 22^0\, 09'} = \underline{7{,}36 \text{ m/}_{\text{sk}}}.$$

Die Schaufelbreite $b_1 = b_0$ auszuführen. Letztere ergibt sich aus Gleichung 79 zu

$$\underline{b_0} = \frac{2{,}66}{22 \cdot 0{,}06 \cdot 7{,}36} = \infty\, \underline{0{,}270 \text{ m}}.$$

Zur Bestimmung der Austrittsbreite b_2 legen wir zuerst nach Gleichung 70 mit dem aus Tabelle II entnommenen Werte $a_2 = 50$ mm den Schwerpunktsdurchmesser

$$\underline{D_2} = 1{,}300 - (10 \cdot 0{,}050) = \underline{0{,}800 \text{ m}},$$

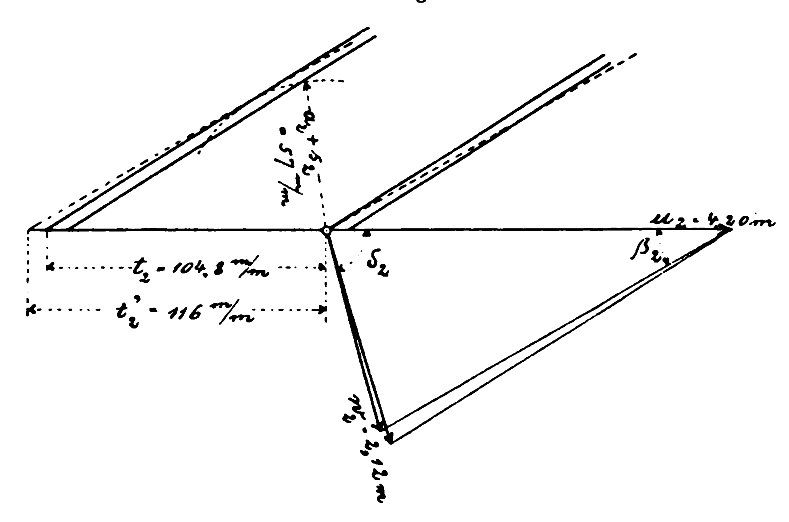
und damit die Austrittsbreite

$$b_2 = \frac{F_2}{D_2 \pi}$$

$$\underline{b_2} = \frac{1{,}04}{0{,}800 \cdot \pi} = \backsim \underline{0{,}410 \text{ m}}$$

fest.

Abbildung 71.



Die Seiten des Geschwindigkeitsparallelogrammes bezw. -Dreieckes sind die Umfangsgeschwindigkeit

$$\underline{u_2} = 6{,}82 \cdot \frac{0{,}800}{1{,}300} = \underline{4{,}20 \text{ m}/_{\text{sk}}},$$

die Relativgeschwindigkeit $v_2 = u_2 = 4{,}20$ m/$_{\text{sk}}$, und die absolute Austrittsgeschwindigkeit $w_2 = 2{,}12$ m/$_{\text{sk}}$. Zeichnen wir uns jetzt nach der Abb. 71 das Geschwindigkeitsdreieck für den Durchmesser D_2 mit diesen Grössen auf, so finden wir, wenn noch $s_2 = 7$ mm angenommen wird, zeichnerisch die Teilung $t'_2 = 116$ mm, welcher eine Schaufelzahl

$$\underline{z'_2} = \frac{0{,}800 \cdot \pi}{0{,}116} = \underline{21{,}7}$$

entspricht. Die auszuführende Anzahl der Schaufeln wird auf $z_2 = 24$ erhöht, wodurch die endgültige Schaufelteilung

$$\underline{t_2} = \frac{800 \cdot \pi}{24} = \underline{104{,}8 \text{ mm}}$$

wird. An Hand der Rechnungswerte ist nun das Laufradprofil zu entwerfen, wobei besonders die Austrittsverhältnisse sich erst endgültig festlegen lassen. Nachdem das Profil bestimmt ist, wird der Schaufelplan entworfen und dann erst die weiteren Einzelheiten. Hierzu vergleiche die Konstruktionstafeln.

§ 18.

Berechnung der inneren Radial-Ueberdruckturbine.

Selten gelangt noch die innere Radial-Ueberdruckturbine zur Ausführung. Die erste dieser Art konstruierte Fourneyron 1829. Dank ihrer grossen Austrittsfläche, welche eine kleine absolute Austrittsgeschwindigkeit zulässt, werden die Nachteile zum Teil wieder aufgewogen, die meist durch den Verzicht auf ein Saugrohr und damit auf den Gewinn von $\frac{w_3^2 - w_4^2}{2g}$ entstehen. Im Vergleich zur Francisturbine bedarf die Fourneyronturbine zu einer gesicherten Wasserführung bedeutend längerer und auch mehr Schaufeln, was eine Erhöhung von ρ_3 im Gefolge hat. Die Regulierung erfolgt hier durch einen ausgewuchteten Ringschieber, welcher am äusseren Umfang des Laufrades (oder im Spalt) angebracht, die Austrittsöffnung desselben nach Belieben abschützt, oder auch durch Zellenregulierung und Drosseleinrichtung im Zuflussrohr.

Die Berechnung einer inneren Radial-Ueberdruckturbine hat folgenden Gang. Es beziehen sich hierbei die neu hinzukommenden Bezeichnungen auf die verschiedenen Grössen der Abbildung 72 und 73.

Mit der Annahme einer Zuflussgeschwindigkeit $w_z = 1{,}5 \div 3\ \mathrm{m/_{sk}}$ des Wassers im Anschlussrohr bestimmt sich dessen Durchmesser und hiermit zugleich auch der innere Durchmesser des Leitrades. Der Bruttoquerschnitt des Anschlussrohres ist also

$$F_z = \frac{Q}{w_z} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 87.$$

Der Nettoquerschnitt ist um die entsprechende jeweilige Verengung durch Führungslager u. s. w. grösser zu nehmen. Der auszuführende Durchmesser berechnet sich demnach zu

$$D_z = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_z + f_w + f_k)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 88.$$

Vernachlässigen wir die Dicke der Leitschaufel, so kann der Eintrittsquerschnitt in das Leitrad

$$D\pi b = \frac{D_z^2\pi}{4} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 89.$$

gesetzt werden, woraus sich sodann mit $D = D_z$ die angenäherte Höhe b der Leitschaufel ergibt.

Den äusseren Durchmesser des Leitrades erhalten wir durch Annahme seiner radialen Erstreckung $\frac{D_0 - D}{2} = 150 \div 250$ mm zu

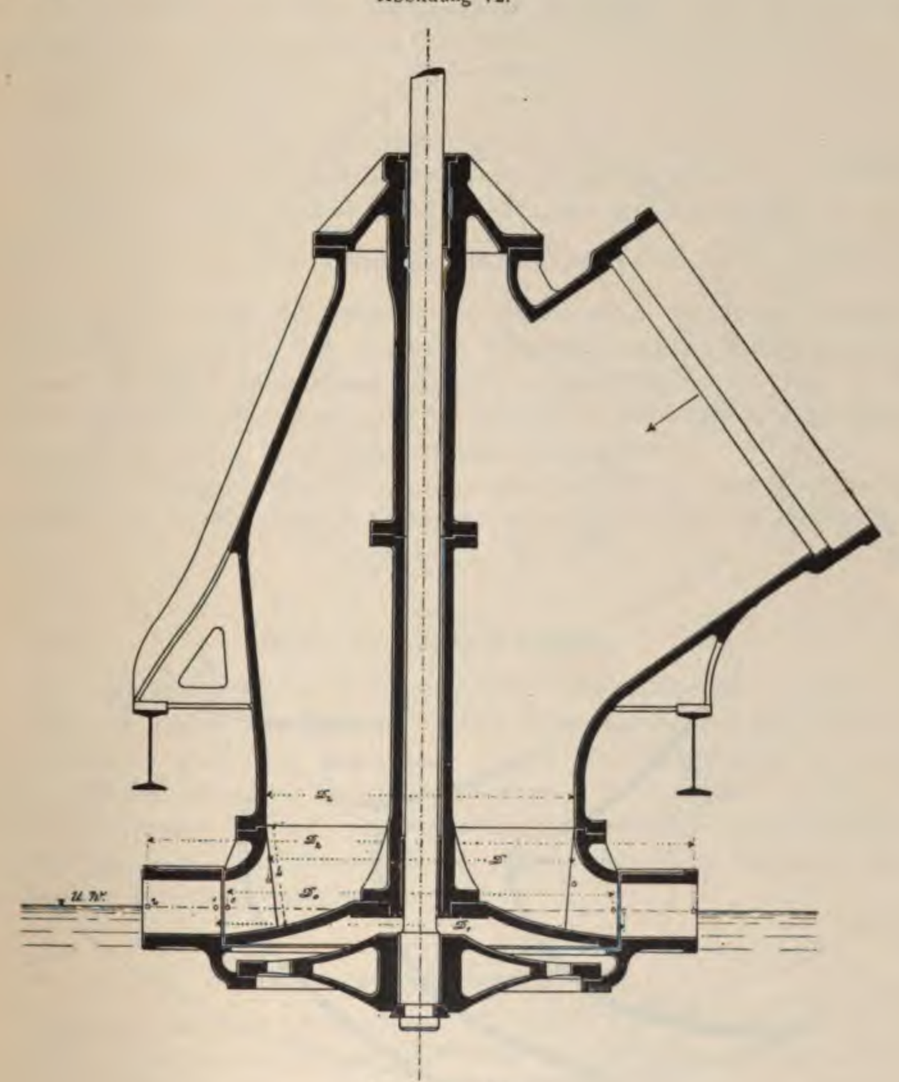
$$D_0 = D + (D_0 - D) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 90.$$

Um eine Verzögerung der Wasserbewegung auf dem Wege durch das Leitrad zu vermeiden und zugleich eine geringere Radhöhe zu bekommen, ist $b_0 < b$ so auszuführen, dass die Gleichung

$$D_0 \pi b_0 = D \pi b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 91.$$

erfüllt ist.

Abbildung 72.

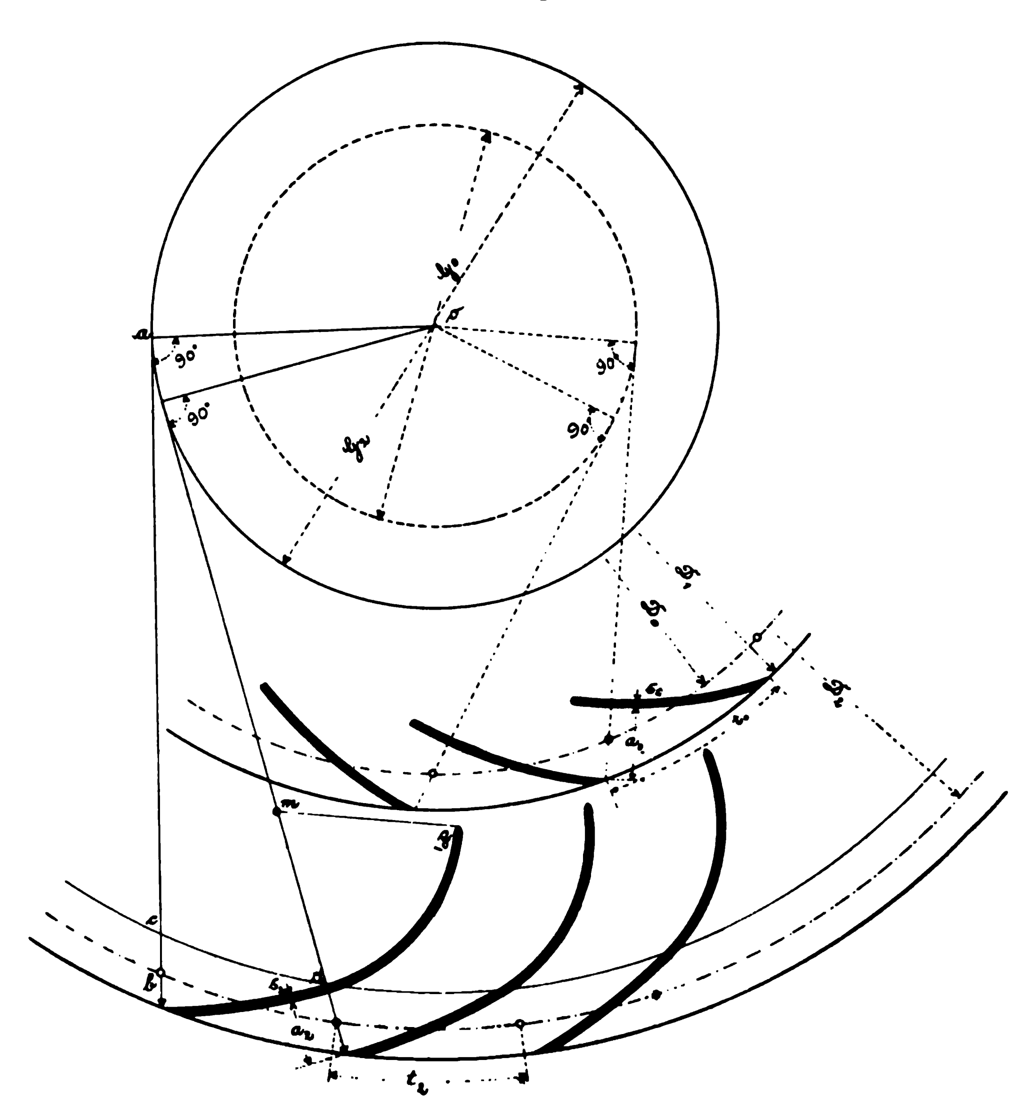


Fourneyronturbine.

Es folgt jetzt die Bestimmung des Austrittsquerschnittes für das Laufrad. Hierzu ist vorerst noch die absolute Austrittsgeschwindigkeit w_2 mit $\alpha < 0{,}08$ nach Gleichung 67 festzulegen. Aus der Beziehung der Gleichung 69 folgt dann direkt mit den dort gemachten Annahmen und mit einer Schaufelbreite $b_0 = b_1 = b_2$, für den ersten Entwurf der Laufraddurchmesser

$$D_2 = \frac{1{,}1\,Q}{\pi\,w_2\,b_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 92.$$

Abbildung 73.



Eine gute Laufschaufelkonstruktion verlangt eine radiale Erstreckung des Laufrades $\frac{D_2 - D_1}{2} = 200 \div 300$ mm.

Für die Berechnung von δ_1 gilt dasselbe, wie das im vorhergehenden Paragraphen Gesagte. Nur sind hier für a_0 und t_0 etwas kleinere Werte anzunehmen, als die Tabellen der Francisturbinen angeben. Ausgeführte Fourneyronturbinen haben häufig ein $\delta_1 = 15^0$ für Hochgefälle und ein $\delta_1 = 35^0$ für Niedergefälle. Winkel β_1 kann zwischen 70^0 und 90^0 angenommen werden. Die Berechnung von w_1 hat dann nach den Gleichungen 51, bezw. 53, die von u_1 nach den Gleichungen 52, 52a, bezw. 54 zu geschehen. Aus der Umfangsgeschwindigkeit u_1 ist die Umdrehungszahl für das Laufrad nach der Gleichung 78 zu berechnen oder umgekehrt für eine geforderte Umlaufzahl der Laufraddurchmesser zu bestimmen.

Setzen wir der Einfachheit halber w_1 an Stelle von w_0, dann folgt aus der Gleichung 91 die endgültige Schaufelbreite b_0, welche gleich b_1 auszuführen ist. Nunmehr wird das Geschwindigkeitsdreieck aus dem berechneten w_2, dem Winkel $\delta_2 = 90^0$ und der Umfangsgeschwindigkeit $u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$ masstäblich aufgezeichnet und analog der Francisturbine die Teilung t'_2 zeichnerisch bestimmt. Die Schaufelzahl z_2 ist um $2 \div 4$ grösser zu nehmen, als die Tabelle II angibt. Verändern sich durch diese Massnahmen die Geschwindigkeiten w_2 und v_2 des Geschwindigkeitsdreieckes, dann sind die hierdurch in Mitleidenschaft gezogenen Gleichungen mit diesen endgültigen Werten nachzurechnen.

Die auszuführende Schaufelbreite b_2 ergibt sich mit der dem Geschwindigkeitsdreieck zu entnehmenden Komponente v_2 endgültig aus den Beziehungen

$$z_2 \, a_2 \, b_2 \, v_2 = Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 93.$$

Die Leitradschaufelform.

Zu beginnen ist mit der Konstruktion der Leitschaufelenden, welche nach Evolventen zu formen sind. Zur gesicherten Wasserführung sind die Evolventen noch ein Stück als Gerade auszubilden. Nach dem Wassereintritt zu ist die Leitschaufelkurve allmählich in einen Kreisbogen überzuführen, welchen das ankommende Wasser tangiert. Der Grundkreisdurchmesser G_0 für die Evolvente berechnet sich aus der Gleichung 85. In unserer Abbildung 73 ist die Konstruktion der Leitschaufel punktiert angegeben.

Die Laufradschaufelform.

Aus der Gleichung 86 berechnen wir zuerst den Durchmesser G_2 des Grundkreises für die Evolventen. Wir ziehen dann in einem beliebigen Punkt an den Grundkreis eine Tangente. Von dem Schnittpunkt dieser mit dem Teil-

kreis D_2 tragen wir beiderseits die Austrittsweite $\frac{a_2}{2}$ und nach aussen noch die Schaufelstärke s_2 ab und schlagen durch die so erhaltenen Punkte b und c der Tangente Kreise um o als Mittelpunkt. Weiter schlagen wir um a mit $\overline{ab}$ als Radius den Kreisbogen $\widehat{bd}$ und tragen auf dem Teilkreis D_2 die Teilung $t_2 = \frac{D_2 \pi}{z_2}$ ab. Durch diesen Teilpunkt und den Punkt d ziehen wir jetzt eine weitere Tangente an den Grundkreis G_2 und suchen auf dieser durch Ausprobieren den Mittelpunkt m zu dem Kreisbogen $\widehat{gd}$. Der Mittelpunkt muss so gewählt sein, dass die ganze Schaufelkurve $b\,g$ stetig bleibt und dass die Richtung der Relativgeschwindigkeit v_1 mit der Tangente an den Kreis in dem Punkt g den richtigen Winkel β_1 bildet.

Um die Schaufel selbst zu erhalten, ist die Schaufelstärke nach der konvexen Seite der Schaufelkurve hin abzutragen.

Beispiel:

Es steht eine Wassermenge von $Q = 3{,}05\ \mathrm{m}^3/_{\mathrm{sk}}$ mit einem Gefälle von $H = 11{,}10$ m zur Verfügung, welche durch eine Fourneyronturbine nutzbar gemacht werden soll.

Eine Regulierung erhält die Turbine nicht, ebenfalls kein Saugrohr. Die Turbine wird so angeordnet, dass die mittlere, radiale Austrittsebene in Höhe des normalen Unterwasserspiegels zu liegen kommt. Die Wasserzuführung geschieht durch eine Rohrleitung. Der auftretende Reibungsverlust in der Leitung ist bei unserer Gefällsangabe schon berücksichtigt.

Nehmen wir einen vorläufigen Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0{,}80$, dann beträgt die Anzahl der effektiven Pferdestärken

$$\underline{N_\eta} = \frac{1000 \cdot 3{,}05 \cdot 11{,}10 \cdot 0{,}80}{75} = \underline{361\ \mathrm{PS.}}$$

Der Bruttoquerschnitt des Anschlussrohres an den inneren Leitraddurchmesser wird, bei einer Zuflussgeschwindigkeit $w_z = 2{,}80\ \mathrm{m}/_{\mathrm{sk}}$,

$$F_z = \frac{3{,}05}{2{,}80} = \underline{1{,}09\ \mathrm{m}^2.}$$

Die Verengung der Welle u. s. w. mit $f_w = 1{,}22 \cdot 0{,}05 = 0{,}061\ \mathrm{m}^2$ veranschlagt, ergibt nach Gleichung 88 den Durchmesser des Anschlussrohres

$$\underline{D_z} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot (1{,}09 + 0{,}061)} = \underline{1{,}210\ \mathrm{m},}$$

welchen wir auf $D_z = 1{,}200$ m abrunden, sodass

$$\underline{D_z^2} \cdot \frac{\pi}{\underline{4}} = \underline{1{,}13\ \mathrm{m}^2}$$

wird. Damit ist auch der innere Leitraddurchmesser

$$\underline{D} = \underline{D_z} = \underline{1{,}200\ \mathrm{m}}$$

bestimmt. Nach der Beziehung der Gleichung 89 folgt die Schaufelbreite, bezw. die Höhe des Leitradeintrittes,

$$\underline{b} = \frac{1{,}13}{\pi\, 1{,}200} = \infty\, \underline{0{,}300\ \text{m}}.$$

Wir wählen die radiale Erstreckung des Leitrades $\frac{D_0 - D}{2} = 150$ mm, so ergibt sich nach Gleichung 90 der Durchmesser für den Leitradaustritt

$$\underline{D_0} = 1{,}200 + 0{,}300 = \underline{1{,}500\ \text{m}}$$

Die Schaufelbreite für letzteren Durchmesser ist nach Gleichung 91

$$\underline{b_0} = \frac{1{,}13}{\pi\, 1{,}500} = \infty\, \underline{0{,}250\ \text{m}}.$$

Wird der Austrittsverlust $\alpha = 0{,}02$ angenommen, so ergibt sich nach Gleichung 67 eine absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_2} = \sqrt{2g \cdot 11{,}10 \cdot 0{,}02} = \underline{2{,}09\ \text{m/}_{\text{sk}}},$$

und damit gemäss Gleichung 92 der Laufraddurchmesser

$$\underline{D_2} = \frac{1{,}1 \cdot 3{,}05}{2{,}09 \cdot \pi\, 0{,}250} = \infty\, \underline{2{,}000\ \text{m}}.$$

Die radiale Erstreckung des Laufrades ist also

$$\frac{2{,}000 - 1{,}500}{2} = 0{,}250\ \text{m},$$

welcher Wert beibehalten werden kann.

Die zum Entwurf der Radprofile nötigen Grössen sind damit vorläufig alle bekannt, und wir können nunmehr die Winkel, Geschwindigkeitsverhältnisse u. s. w., für welche die Schaufelprofile zu entwerfen sind, berechnen.

Die Leitschaufelteilung, $t_0 = 175$ mm angenommen, ergibt eine zugehörige Schaufelzahl von

$$\underline{z_0} = \frac{1{,}500 \cdot \pi}{0{,}175} = \infty\, \underline{27.}$$

Ausgeführt wird eine Schaufelzahl $z_0 = 26$, woraus die endgültige Teilung folgt zu

$$\underline{t_0} = \frac{1500\,\pi}{26} = \underline{181{,}2\ \text{mm}}.$$

Der Eintrittswinkel δ_1 berechnet sich mit $a_0 = 50$ mm und $s_0 = 7$ mm nach der Beziehung der Gleichung 77 zu

$$\sin \delta_1 = \frac{57}{181{,}2}$$

$$\underline{\delta_1} = \underline{18^0\, 19'}.$$

Mit dem Winkel $\beta_1 = 90^0$ und dem hydraulischen Wirkungsgrad $\xi = 0{,}82$ folgt aus Gleichung 54 die Umfangsgeschwindigkeit

$$\underline{u_1} = \sqrt{g \cdot 11{,}10 \cdot 0{,}82} = \underline{9{,}45 \text{ m/}_{\text{sk}}},$$

woraus sich mit letzterer Grösse nach Gleichung 78 die Zahl der zugehörigen minutlichen Umdrehungen zu

$$\underline{n} = \frac{60 \cdot 9{,}45}{1{,}500 \cdot \pi} = \underline{120}$$

bestimmt.

Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit ist nach Gleichung 53

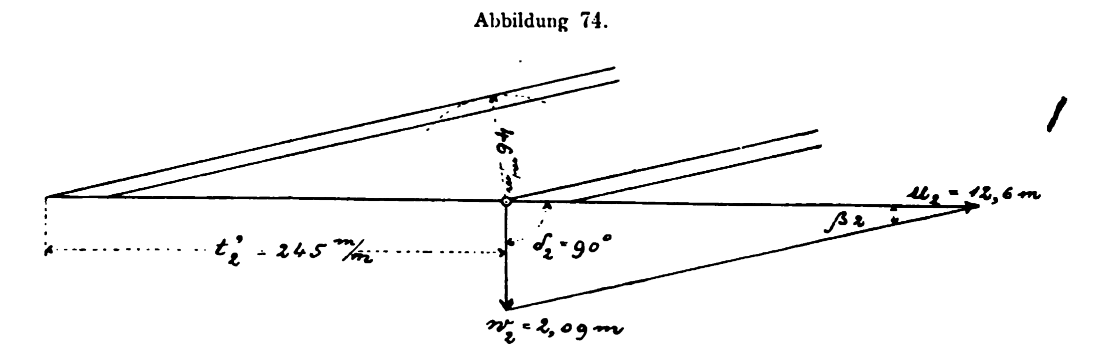
$$\underline{w_1} = \frac{9{,}45}{\cos 18^0\, 19'} = \underline{9{,}95 \text{ m/}_{\text{sk}}}$$

Nach der Beziehung der Gleichung 79 folgt damit die endgültige Schaufelbreite

$$\underline{b_0} = \frac{3{,}05}{26 \cdot 0{,}05 \cdot 9{,}95} = \underline{0{,}236 \text{ m.}}$$

Die auszuführenden Schaufelbreiten b_1 und b_2 sind gleich b_0 zu machen.

Abbildung 74.



Ehe wir noch die fehlenden Grössen berechnen können, ist das Geschwindigkeitsdreieck für den senkrechten Austritt mit

$$\underline{w_2} = \underline{2{,}09 \text{ m/}_{\text{sk}}} \text{ und } \underline{u_2} = 9{,}45 \cdot \frac{2{,}000}{1{,}500} = \underline{12{,}6 \text{ m/}_{\text{sk}}}$$

nach Abb. 74 aufzuzeichnen und hierauf mit einer freiwählbaren Austrittsweite $a_2 = 40$ mm und einer Schaufelstärke $s_2 = 6$ mm, die Schaufelteilung zeichnerisch zu bestimmen. Nach nebenstehender Abbildung wird $t'_2 = 245$ mm gefunden. Dieser Teilung entspricht eine Schaufelzahl von $z'_2 = 25{,}7$, welche Zahl wir ohne Korrektur an w_2 und v_2 auf

$$\underline{z_2} = \underline{28}$$

erhöhen. Die zugehörige Schaufelteilung ist

$$\underline{t_2} = \frac{2000\,\pi}{28} = \underline{224{,}4 \text{ mm}}$$

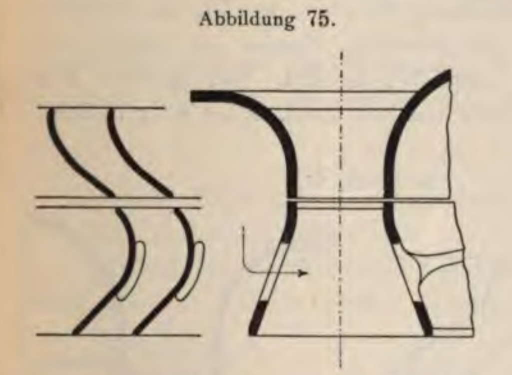
§ 19.

Vergleich zwischen Ueberdruck-, Grenz- und Druckturbine.

Die Berechnung einer Druckturbine gestaltet sich im Vergleich mit der einer Ueberdruckturbine wesentlich anders. Hier herrscht zwischen Leit- und Laufrad, im Spalt, kein hydraulischer Druck, also $h_0 = h_1 = p$, dem Atmosphärendruck. Der Kranzspalt kann deshalb in Grenzen beliebig gross gemacht werden, ohne dass dadurch ein bedeutender Wasserverlust entsteht.

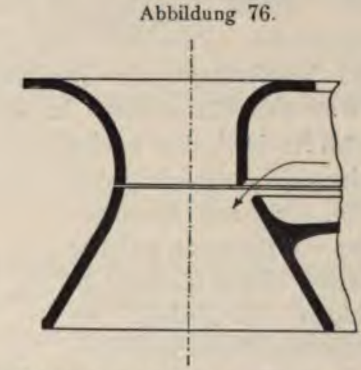
Verlässt das Wasser einer Druckturbine den Leitapparat, so ist in ihm mit Abzug der Widerstände das ganze Arbeitsvermögen in Form von lebendiger Kraft vorhanden. Das Wasser fliesst hierauf durch den Laufradkanal, ohne denselben, wie bei einer Ueberdruckturbine, vollständig auszufüllen, sondern es schmiegt sich in Gestalt eines freien Strahles an die konkave Seite der Laufschaufel an. Lediglich diese Vorderseite übernimmt die Führung des Wasserstrahles. Soll die Führung gut sein, so muss sich der Strahl in möglichst

Abbildung 75.



Achsial-Druckturbine mit seitlicher Ventilation.

Abbildung 76.



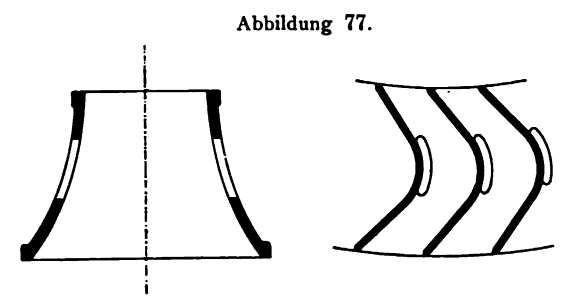
Achsial-Druckturbine mit innerer Ventilation.

dünner Schicht anlegen können. Erreicht wird dieses durch genügende Erweiterung der Schaufel bezw. des Kranzes nach dem Austritt hin. Weiter ist dafür zu sorgen, dass die in den Hohlräumen der Radkanäle eingeschlossene Luft mit der Aussenluft in Verbindung treten kann. Diese sogenannte Ventilation der Turbine, siehe die Abbildungen 75 ÷ 77, wird benötigt, um eine Wirbelbewegung des Strahles innerhalb des Radkanales zu verhüten. Praktisch erfüllt wird letztere Forderung durch Vergrösserung der Austrittsbreite um den Luftspielraum $\sigma_2 = 2 \div 4$ mm, nach Massgabe der Abb. 81, oder durch Anbringung von seitlichen Oeffnungen in dem Kranz.

Nach der Natur des zur Wirkung kommenden Wasserstrahles wird diese Art Turbine Freistrahlturbine benannt. Ohne Beeinträchtigung des Wirkungsgrades kann eine Freistrahlturbine nicht im Unterwasser gehen. Denn »taucht«

diese Turbine, so tritt das Unterwasser in das Rad ein und wirkt störend auf die freie Bewegung des Wasserstrahles. Also stets ist ein Freihängen in einer Höhe H_a, welche für die Ausnützung verloren geht, vorzusehen. Soll dennoch eine Druckturbine tauchen, so ist der im Laufrade mit Luft erfüllte Hohlraum mit Material auszufüllen, um so den Eintritt des Unterwassers zu verhindern, das heisst die Schaufeln werden von veränderlicher Dicke, als sogenannte Rückschaufeln ausgebildet, wie es die Abbildung 78 zeigt.

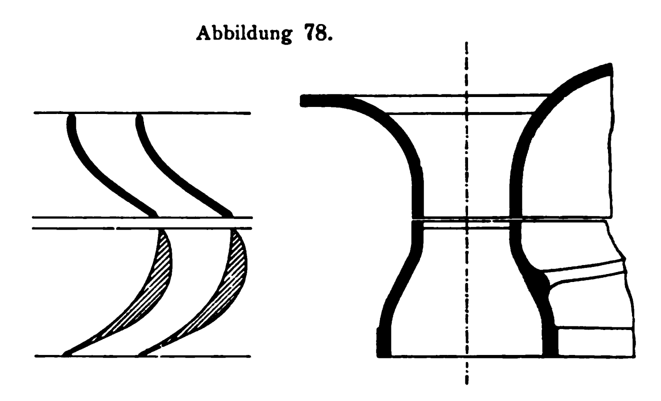
Abbildung 77.



Radialdruckturbine mit seitlicher Ventilation.

Der Laufradkanal einer solchen Turbine ist dann vollständig mit Wasser angefüllt, ohne dass sich ein hydraulischer Ueberdruck zeigt. Der Zustand des Wassers in dem Radkanal bildet hier gewissermassen den Uebergang zwischen dem Verhalten des Wassers im Radkanale einer Druckturbine und einer Ueberdruckturbine. Solche Turbinen mit Rückschaufelung erhalten deshalb den Namen: Grenzturbinen. Prinzipiell kann jede Druckturbine, einerlei ob radial oder achsial beaufschlagt, als Grenzturbine ausgeführt werden. Der geringe Vorteil, dass eine Grenzturbine im Unterwasser tauchen kann, wiegt aber meistenteils den Nachteil, dass solche Turbinen sich sehr leicht verstopfen, nicht auf. Ingenieur Knopp war der erste, welcher versuchte, diesen Nachteil zu beseitigen. Er behielt die gewöhnliche Blechschaufel bei und erzielte durch seitliche Kranzeinschnürung dasselbe wie durch die Rückschaufelung. Die Abbildungen 79 und 80 zeigen das Laufrad einer Knoppturbine.

Abbildung 78.



Grenzturbine mit gusseisernen Rückschaufeln.

§ 20.

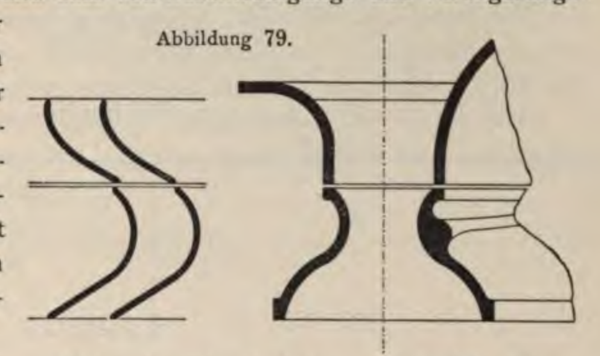
Berechnung der inneren Radial-Druckturbine.

Die erste Turbine dieser Art wurde 1858 von Schwamkrug erbaut. Ihr fiel die Aufgabe zu, geringe Wassermengen von hohen Gefällen auszunützen. Im Hinblick auf die geringe zur Verfügung stehende Wassermenge wird ersichtlich,

dass die Schwamkrugturbine nur eine Teilturbine sein kann, das heisst: nur auf einem Teil ihres vollen Laufradumfanges befindet sich ein Leitrad.

Aus dem Vorhergehenden ist zu entnehmen, dass nurmehr für die Berechnung des Leitradquerschnittes die Kontinuitätsgleichung in Anwendung kommt, ferner dass zwischen w_1 und u_1 keine direkten Beziehungen bestehen, wie bei der Ueberdruckturbine, und dass von Beschleunigungs- und Verzögerungsdrucken auf das bewegte Wasser infolge von Zentrifugalkräften nicht die Rede sein kann. Der Leitapparat kann also ganz unabhängig von der Turbine berechnet werden. Mit einer Austritts-Geschwindigkeit w_0 folgt nach den bekannten Beziehungen der Austrittsquerschnitt des Leitrades zu

Abbildung 79.



Grenzturbine mit schmiedeisernen Schaufeln und Kranzeinschnürung.

$$F_0 = \frac{Q}{w_0} \quad . \; . \; . \quad 94.$$

Ohne Rücksicht auf die Widerstände in dem Leitapparat und der meist langen Zuleitung findet sich die absolute Austrittsgeschwindigkeit w_0 aus der Gleichung

$$w_0 = w_1 = \varphi \sqrt{2 g H_e}, \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 95.$$

worin nach Abbildung 81 die Eintrittshöhe $H_e = H - (H_s + H_r + H_a)$ und $\varphi = 0{,}90 \div 0{,}96$ zu setzen ist.

Hierauf wird die Partialität p und der Laufraddurchmesser D_1 angenommen. Beide Grössen sind in weiten Grenzen beliebig wählbar, wodurch leicht jede gewünschte Umdrehungszahl oder auch die Anpassung an bedingte räumliche Verhältnisse zu erzielen ist.

Abbildung 80.



Laufrad einer Knoppturbine.

Bezeichnet z'_0 die Anzahl der Leitkanäle, entsprechend dem vollen Leitradumfange, so ist $z_0 = p\, z'_0$ die Anzahl der Leitkanäle für die Teilbeaufschlagung. Es besteht also die Beziehung

$$z_0\, b_0\, a_0 = F_0 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 96.$$

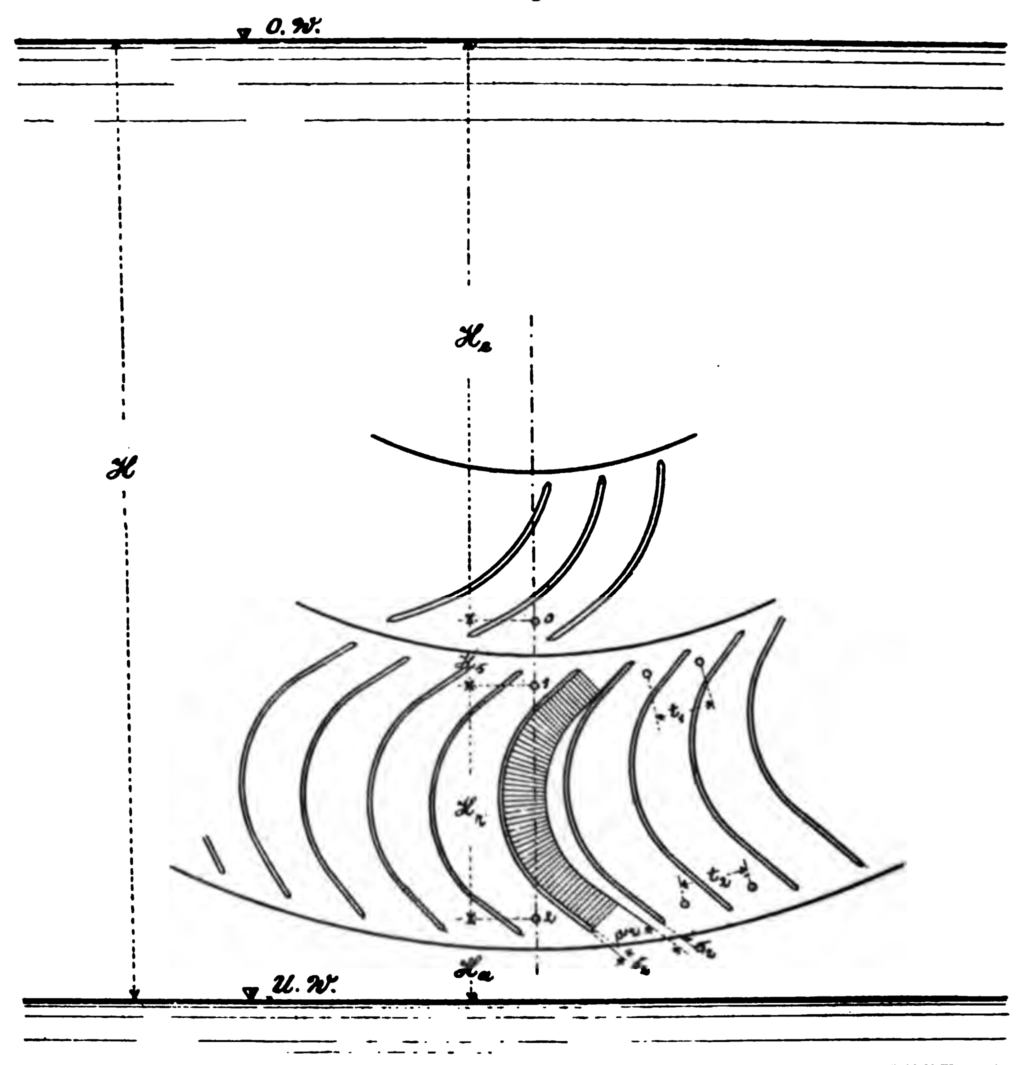
Hierin empfiehlt sich für einen Teilleitapparat $z_{0\,max} = 10$ und $a_0 = 20 \div 50$ mm zu machen, woraus dann unmittelbar die nötige Leitschaufelbreite b_0 folgt. Wegen der nötigen Erweiterung von b_0 auf $b_2 = 2 \div 3\; b_0$ ist darauf zu achten, dass $b_0 < 110 \div 150$ mm wird, was durch Veränderung der angenommenen Werte z_0 und a_0 leicht zu erreichen ist. Tritt der Fall ein, dass $F_0 < 50$ cm² wird, dann schrumpft der Leitapparat zu einem Leit-

kanal zusammen. Hier ist es dann empfehlenswerter, eine Tangentialdruckturbine auszuführen.

Im weiteren Verlauf der Berechnung ist die Teilung t_0 festzulegen. Diese braucht, da die Turbine eine Teilturbine ist, nicht im vollen Umfange aufzugehen. Mit der vorläufigen Annahme des Winkels $\delta_0 = 15^0 \div 30^0$ berechnet sich die Teilung aus

$$t_0 = \frac{a_0 + s_0}{\sin \delta_0} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 97.$$

Abbildung 81.



Schematische Zeichnung zur Zeichenerklärung.

Gewöhnliche Stahlblechschaufeln erhalten eine Schaufelstärke von $s_0 = 3 \div 10$ mm. Für hohe Drucke wird die Schaufel und der ganze Leitapparat in Bronze ausgeführt.

Mit dem gefundenen t_0 ergibt sich endgültig der Partialitätsgrad aus

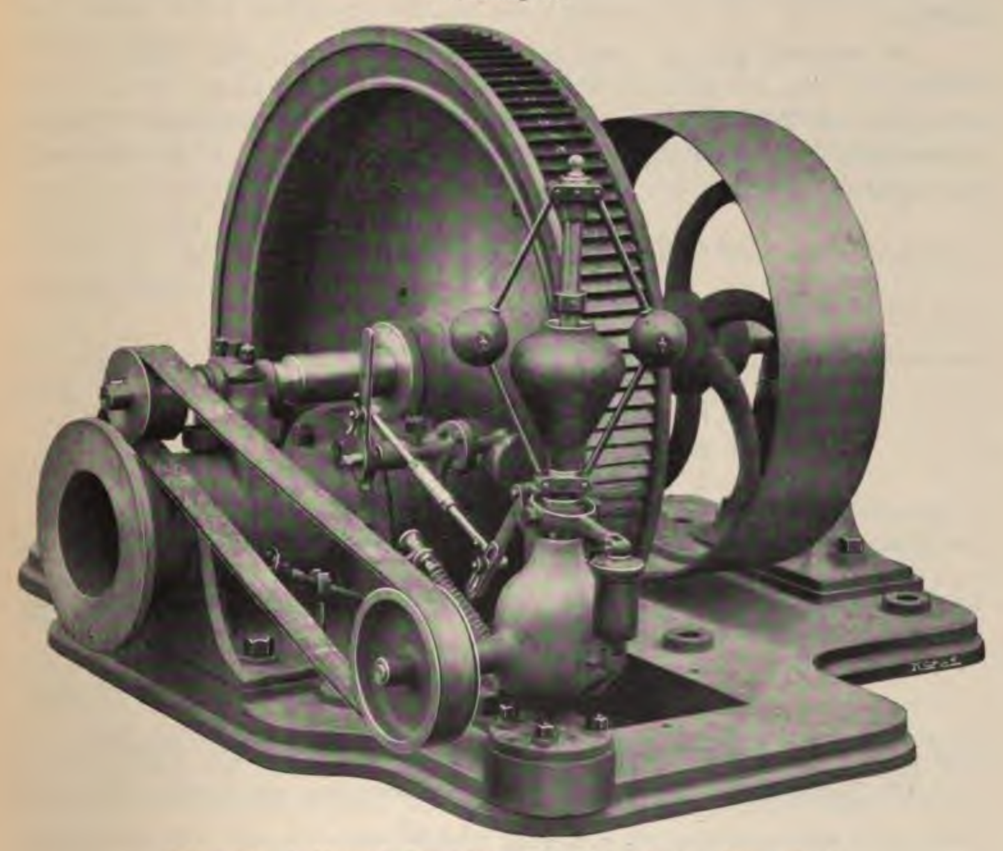
$$p = \frac{z_0\, t_0}{D_1\, \pi} \quad \text{. . . . . 98.}$$

Vorläufig ist der Wert von p noch gleichgültig. Erst für die Berechnung des Laufrades wird er notwendig. Fällt $p > 0{,}3$ aus, so ist es vorteilhaft, den Leitapparat zu teilen und ihn symmetrisch am Umfang anzuordnen. Die einseitige Belastung der Lager wird dadurch aufgehoben. Der Durchmesser D_1 in letzter Gleichung berechnet sich unter Zugrundelegung einer verlangten Umdrehungszahl aus der Beziehung

$$u_1 = \frac{D_1\, \pi\, n}{60} = \varkappa \sqrt{2\, g\, H_e} \quad \text{. . . . . 99.}$$

($\varkappa = 0{,}42 \div 0{,}48$ zu setzen).

Abbildung 82.



Schwamkrugturbine mit Regulator. (J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Ehe zur Berechnung des Laufrades übergegangen wird, seien noch einige Worte über die Dimensionierung des Zuleitungsrohres gesagt. Der Durchmesser desselben bestimmt sich unter der Annahme einer Zuflussgeschwindigkeit von $w_z = 1$ m/sk zu

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 100.$$

Häufig wird auch eine grössere Zuflussgeschwindigkeit angenommen. Es empfiehlt sich aber nicht, über $w_z = 2{,}5$ m/sk zu gehen, weil sonst der Gefällshöhenverlust durch die Wasserreibung zu gross wird.

Die Laufradberechnung beginnt mit der Festlegung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit w_2 mit einem frei anzunehmenden Austrittsverlust nach der Gleichung 67. α ist so klein zu wählen, als es noch die konstruktiv mögliche Ausführung der Breite b_2 des Laufrades erlaubt; deshalb muss der Untergraben zur Verhütung einer Auswaschung aus Beton oder noch besser aus einer Gussrinne hergestellt werden. Die Austrittshöhe ist so zu bemessen, dass das Wasser bequem abfliessen kann und ein Tauchen des Rades nicht eintritt.

Im weiteren gilt es, den Bruttoaustrittsquerschnitt des Laufrades zu bestimmen. Aus der Abb. 81 ist zu ersehen, dass dieser, ausser von s_2, noch durch den zur Ventilation notwendigen Luftspielraum σ_2 verengt wird. Führen wir sogleich noch den Partialitätsgrad (für Vollturbine $p = 1$) in die Gleichung ein, so lautet dieselbe:

$$p\,D_2\,\pi\,b_2 \frac{a_2}{a_2 + \sigma_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q \quad \ldots\ldots \quad 101.$$

Es ist in die Gleichung einzuführen.

$a_2 = 40 \div 5$ mm, fallend mit steigendem Gefälle,
$\sigma_2 = 4 \div 2$ mm,
$s_2 = 3 \div 10$ mm für Stahlblechschaufeln,
$s_2 = 8 \div 20$ mm für Gusschaufeln,
$s_2 = 2 \div 7$ mm für Bronzeschaufeln.

Der ganze Ausdruck $\frac{a_2 + \sigma_2 + s_2}{a_2}$ kann somit im Mittel vorläufig zu $1{,}2 \div 1{,}9$ gesetzt werden. Nehmen wir für die erste Berechnung $\delta_2 = 90^0$ an, so vereinfacht sich letztere Gleichung zu

$$p\,D_2\,\pi\,b_2 = \frac{1{,}2 \div 1{,}9\,Q}{w_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 102.$$

Eine gute Strahlführung verlangt, dass sich rechnerisch $b_2 \geqq 2\,b_0$ ergibt.

Die Bedingungen für den Laufradeintritt schreiben sich ähnlich zu

$$p\,D_1\,\pi\,b_0 = \frac{1{,}1\,Q}{w_1 \sin \delta_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 103.$$

Hierin ist $w_1 = w_0$ einzuführen und der Winkel δ_1 aus der Neigung der Leitschaufel zu entnehmen.

Der Neigungswinkel β_2 des Austrittsdreiecks, bezw. -Parallelogramms, ergibt sich durch Aufzeichnen von $\delta_1 = 90^\circ$, dem berechneten w_2 und der Umfangsgeschwindigkeit $u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$. Hiermit ist sogleich die Relativgeschwindigkeit v_2 gegeben. Es besteht zwischen v_2 und v_1 die Beziehung

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + H_r - \zeta \frac{v_2^2}{2g}, \quad \ldots \ldots \quad 104.$$

woraus folgt

$$v_1 = \sqrt{v_2^2 (1 + \zeta) - 2 g H_r} \quad \ldots \ldots \quad 105.$$

$\zeta \frac{v_2^2}{2g}$ ist der Teil der Gefällshöhe, welcher durch Kontraktion und Reibung in den Laufradkanälen verloren geht, $\zeta = 0{,}06 \div 0{,}2$, je nachdem die Schaufeln schwach oder stark gekrümmt sind.

H_r, die Radhöhe, kann gegenüber der Grösse v_2 vernachlässigt werden und unsere letzte Gleichung geht in die einfache, für die Berechnung meist gültige Form über:

$$v_1 = v_2 \sqrt{1 + \zeta} \quad \ldots \ldots \quad 106.$$

Dieses rechnerisch bestimmte v_1, mit w_1 und u_1 zu dem Eintrittsdreieck vereinigt, gibt vorläufig β_1 und δ_1. Endgültig bestimmen sich die beiden Winkel, nachdem die Schaufelteilung und damit die Schaufelzahl mit Hilfe von $(a_2 + \sigma_2 + s_2)$ nach bekannter Weise zeichnerisch bestimmt sind.

Ueber die Anzahl der Laufschaufeln gibt folgende empirische Gleichung einigen Anhalt.

$$z_{2\,min} = 35 + 20 D_1 \quad \ldots \ldots \quad 107.$$

Solange z_2 und t_2 nicht endgültig festliegen, können u_1, δ_1, v_2 und δ_2 in Grenzen nach Wunsch geändert werden, andere Grössen aber nicht.

Die Leitradschaufelform.

Zur Verhütung einer Kontraktion des Wassers sind die Schaufelenden in bekannter Weise nach Evolventen zu formen. Sonst ist die Schaufelkurve beliebig nach Gefühl so zu entwerfen, dass überall der richtige Querschnitt vorhanden und die Kurve selbst von stetiger Krümmung ist.

Die Laufradschaufelform.

Das Aufzeichnen der Laufradschaufel geschieht am einfachsten, indem die Schaufelkurve mit den richtigen Winkeln β_1 und β_2 nach dem Gefühl eingetragen wird, welche sodann durch Kreisbogen mit tunlichst grossem Radius zu ersetzen ist. An der Austrittsstelle brauchen die Schaufelenden nicht mehr parallel zu sein, denn nicht der ganze Querschnitt ist mit Wasser angefüllt,

ausgenommen derjenige der Grenzturbine. Die Konvergenz der Schaufelenden kann also keine Kontraktion verursachen. Die Schaufelenden werden vielmehr als gerade Stücke in einer Länge von 10÷15 mm ausgeführt. Siehe hierzu auch die Abbildung 81.

Beispiel:

Es ist für ein Nettogefälle $H = 85$ m und einer Wassermenge $Q = 0{,}765$ m³/sk eine regulierbare Schwamkrugturbine für 430 Umläufe in der Minute zu berechnen.

Der lichte Durchmesser der Triebrohrleitung berechnet sich nach Gleichung 100 zu

$$\underline{d} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}765}{\pi}} = \infty\ \underline{1{,}000\ \mathrm{m}}$$

Der Anschlusstutzen der Turbine kann auf einen Durchmesser von 0,700 m verringert werden, welcher kurz vor dem Leitapparat noch um einige weitere Zentimeter zusammengezogen werden kann.

Mit einem vorläufigen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}75$ folgt die Turbinennutzleistung

$$\underline{N_\eta} = 10 \cdot 0{,}765 \cdot 85 = \underline{650\ \mathrm{PS.}}$$

Die Eintrittshöhe

$$\underline{H_e} = H - (H_s + H_r + H_a) = 85 - 0{,}50 = \underline{84{,}5\ \mathrm{m.}}$$

Damit wird nach Gleichung 95 die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitapparat

$$\underline{w'_0} = 0{,}95 \cdot \sqrt{2g \cdot 84{,}5} = \underline{38{,}60\ \mathrm{m/sk}}$$

und nach Gleichung 99 die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades

$$\underline{u_1} = 0{,}44 \cdot \sqrt{2g \cdot 84{,}5} = \underline{17{,}9\ \mathrm{m/sk,}}$$

welche für die geforderte Umlaufzahl einem Laufraddurchmesser von

$$\underline{D_1} = \frac{17{,}9 \cdot 60}{430 \cdot \pi} = \infty\ \underline{0{,}800\ \mathrm{m}}$$

entspricht.

Nach Gleichung 94 berechnet sich der Leitapparataustrittsquerschnitt zu

$$\underline{F_0} = \frac{0{,}765}{38{,}60} = \underline{0{,}01975\ \mathrm{m^2.}}$$

Die Schaufelweite $a_0 = 20$ mm, ihre Breite $b_0 = 90$ mm angenommen, erfordert nach der Beziehung der Gleichung 96 für die Teilbeaufschlagung eine Leitschaufelzahl

$$\underline{z_0} = \frac{19750}{20 \cdot 90} = \underline{11,}$$

welche auf $z_0 = 12$ aufzurunden und in zwei symmetrisch anzuordnende Leitapparate von je sechs Leitschaufeln zu teilen ist.

Nimmt man die Leitschaufelstärke $s_0 = 7$ mm, den Winkel $\delta_0 = 20^0$ an, so folgt nach Gleichung 97 eine Schaufelteilung

$$\underline{t_0} = \frac{27}{0{,}342} = \underline{79 \text{ mm}}$$

und nach Gleichung 98 der Partialitätsgrad

$$\underline{p} = \frac{12 \cdot 0{,}079}{0{,}800 \cdot \pi} = \underline{0{,}37}$$

Wir berechnen hierauf mit einem Austrittsverlust $\alpha = 0{,}01$ und einer Austrittshöhe $H_a = 0{,}35$ m, welche für die Ausnützung verloren geht, die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_2} = \sqrt{2g \cdot 84{,}65 \cdot 0{,}01} = \underline{5{,}76 \text{ m/}_{sk}},$$

und machen für die Laufradberechnung folgende Annahmen:

$$\frac{D_2 - D_1}{2} = 180 \text{ mm}$$

$$a_2 = 15 \text{ „}$$

$$s_2 = 3 \text{ „}$$

$$\sigma_2 = 2 \text{ „}$$

Dann wird der Ausdruck $\frac{a_2 + \sigma_2 + s_2}{a_2} = \frac{15 + 2 + 3}{15} = 1{,}36$ und der äussere Laufraddurchmesser $D_2 = 0{,}800 + 2 \cdot 0{,}180 = 1{,}060$ m. Nach Gleichung 102 ergibt sich dann die Schaufelbreite

$$\underline{b_2} = \frac{0{,}765 \cdot 1{,}36}{5{,}76 \cdot 1{,}060 \cdot \pi \cdot 0{,}37} = \underline{0{,}146 \text{ m}},$$

welche für die praktische Ausführung auf 250 mm zu erweitern ist, ohne an a_2 eine Aenderung vorzunehmen. Ebenfalls ist zur besseren Wasserführung auch die Schaufelbreite $b_1 = 120$ mm auszuführen. Der Kranzspalt kann etwa 5 mm und der Schaufelspalt etwa 20 mm vorgesehen werden. Zur Bestimmung der Winkel β_2 und β_1, welche der Schaufelkonstruktion zugrunde zu legen sind, zeichnen wir uns das Austrittsdreieck auf

Abbildung 83.

mit den Geschwindigkeiten $w_2 = 5{,}76$ m/$_{sk}$ und $u_2 = 17{,}9 \cdot \frac{1{,}06}{0{,}80} = 23{,}70$ m/$_{sk}$ und dem Winkel $\delta_2 = 90^0$; wie aus Abbildung 84 ersichtlich, finden wir damit einen Winkel $\beta_2 = 14^0$ und eine Relativgeschwindigkeit $v_2 = 24{,}00$ m/$_{sk}$.

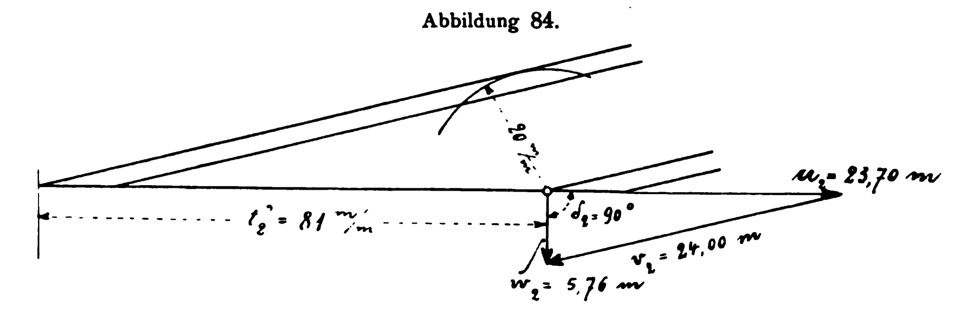
Zwischen letzterer und der Relativgeschwindigkeit v_1 bestehen die Beziehungen der Gleichung 106, woraus sich

$$\underline{v_1} = 24{,}00\sqrt{1 + 0{,}06} = \underline{24{,}70 \text{ m/sk}}$$

berechnet. Zeichnen wir uns jetzt mit diesem v_1 das Eintrittsdreieck auf, dann finden wir nach Abbildung 83 einen Winkel $\beta_1 = 49^0$ und $\delta_1 = 28^0$. Die endgültige Schaufelteilung des Leitapparates berechnet sich nach der Gleichung 97 zu

$$\underline{t_0} = \frac{27}{\sin 28^0} = \infty\ \underline{57 \text{ mm.}}$$

Abbildung 84.



Die Abbildung 84 liefert uns zeichnerisch eine Teilung $t_2' = 81$ mm, welche einer Schaufelzahl

$$\underline{z_2'} = \frac{1060 \cdot \pi}{81} = \underline{41}$$

entspricht. Nach der empirischen Gleichung 107 ergibt sich

$$z_{2\,min} = 35 + 20 \cdot 0{,}80 = 51,$$

welche Zahl wir der praktischen Ausführung zugrunde legen. Die genaue auszuführende Teilung wird demnach

$$\underline{t_2} = \frac{1060 \cdot \pi}{51} = \underline{65{,}29 \text{ mm.}}$$

§ 21.

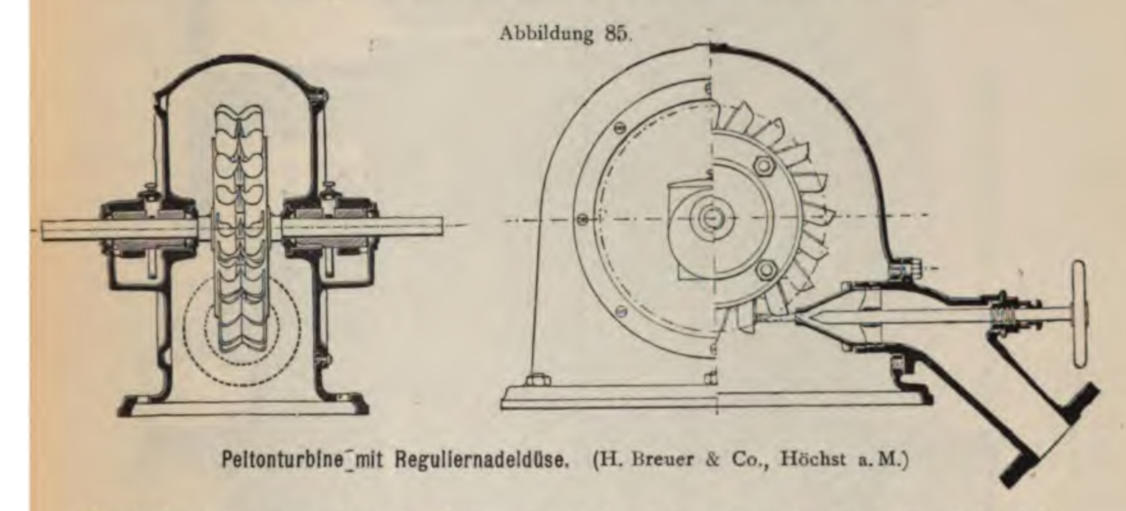
Berechnung der Tangential-Druckturbine.

Die Tangential-Druckturbine ist die jüngste Turbinentype. Ihr Entstehungsjahr gibt die Literatur mit 1880 an. Die ursprüngliche Form ihres Schaufelrades, welches von Lester A. Pelton, San Francisco (Kalifornien), zuerst entworfen wurde, hat im Laufe der Zeit mehr oder weniger kleine Abänderungen erlitten. Nach einem ihrer weiteren Konstrukteure, James Leffel, Springfield (Ohio), unterscheidet man wohl auch Pelton- und Leffel-Turbinen oder man spricht lediglich nach der zur Anwendung kommenden Schaufelform von Löffel- oder Becherradturbinen.

Bedingt durch hohe Umdrehungszahl, gute Regulierfähigkeit und hohen Nutzeffekt, haben sich die vorstehenden Variationen der Tangentialdruckturbine, insbesondere aber die Peltonturbine, schnell ein grosses Feld erobert und vorzüglich für den Schnellbetrieb geeignete Turbinen abgegeben. Ihre Verwendung beschränkt sich auf Gefälle von 15 ÷ 800 m und darüber in Verbindung mit geringen Wassermengen.

Der Leitapparat besteht in seiner Urform aus einer Düse von kreisrundem Austrittsquerschnitt, welche das Wasser in Form eines geschlossenen Strahles verlässt. Dieser Hochdruckwasserstrahl trifft bei dem Peltonlaufrad von aussen

Abbildung 85.



Peltonturbine mit Reguliernadeldüse. (H. Breuer & Co., Höchst a. M.)

die Schneide einer doppeltgekrümmten Schaufel, teilt sich, läuft die Schaufel entlang und tritt in Richtung der Achse nach beiden Seiten, die Schaufel freilassend, aus dem Rad; vergleiche hierzu die Abbildungen 90 und 91.

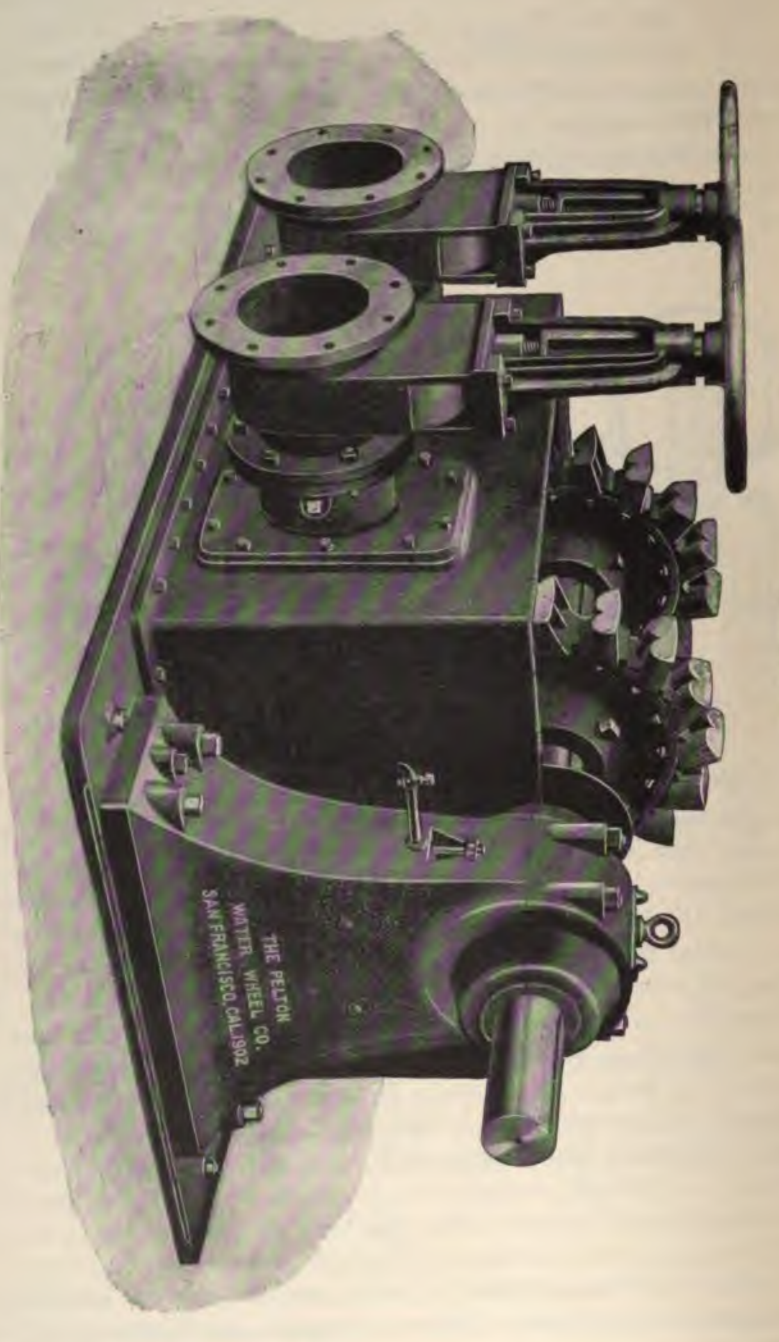
Die Schaufel des Leffellaufrades hat ebenfalls die dem Peltonlaufrad eigene Becherform. Die beiden Hälften aber sitzen, um die halbe Schaufelteilung versetzt, zu beiden Seiten einer um das Rad umlaufenden Scheibe, wie aus der Abbildung 89 ersichtlich. Der Hochdruckwasserstrahl wird also hier, bevor er die Becher trifft, so von der umlaufenden Schneide getrennt, dass jede Wasserstrahlhälfte für sich allein auf eine Seite des geteilten Becherrückens wirkt Demnach ist das Pelton- und Leffelrad als eine tangential, doppelt seitenschlächtige, partiell beaufschlagte Turbine zu bezeichnen.

Die lichte Weite der Düse bestimmt sich auf bekannte Art zu

$$d_0 = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\, w_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 108.$$

Hierin wird die Geschwindigkeit w_0 nach der vorhandenen Eintrittshöhe H_e, gemessen von Mitte der Düse bis Oberwasserspiegel, aus Gleichung 95 berechnet. Durch Anbringen einer oder zwei weiterer Düsen kann die Leistung der Turbine

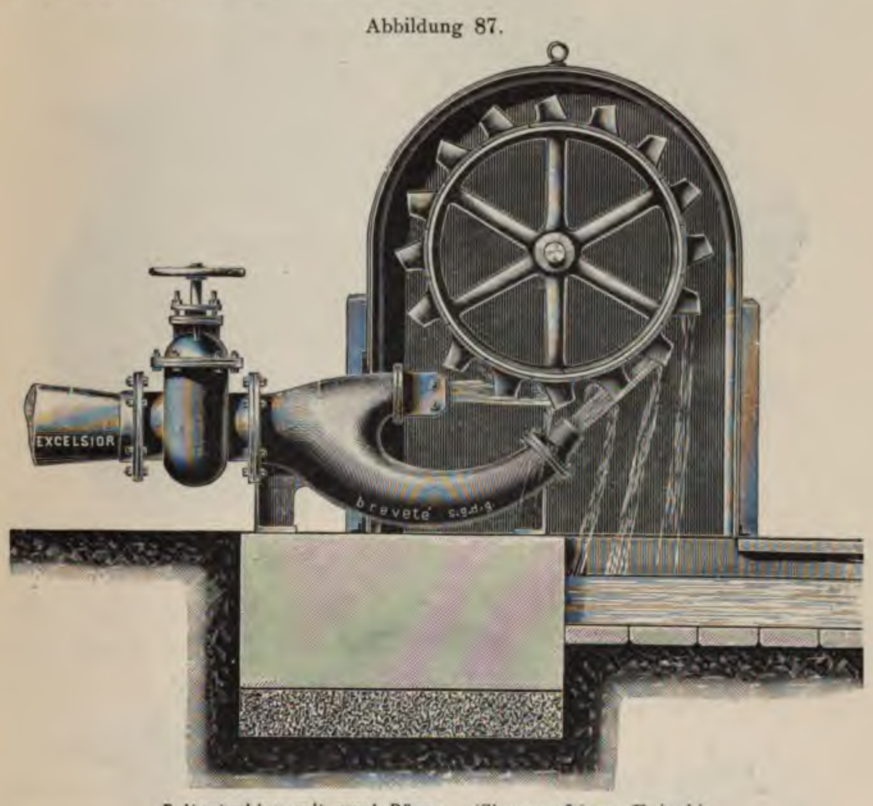
Abbildung 86.



Doppel-Peltonturbine. (Pelton water wheel comp., San Francisco, Cal.)

ohne Beeinträchtigung des Wirkungsgrades verdoppelt oder verdreifacht werden. Die Zahl der Düsen für ein Laufrad dürfte mit 8 praktisch begrenzt sein. Die Anordnung mehrerer Düsen hat nach den Gesichtspunkten einer guten Wasserführung und vorteilhaften Gefällsausnützung zu geschehen. Hierbei ist die Abzweigung für die verschiedenen Düsen von der Hauptleitung in Y-Form einem rechten Winkel stets vorzuziehen.

Abbildung 87.



Peltonturbine mit zwei Düsen. (Singrun frères, Epinal.)

Die Schaufelbreite richtet sich nach der Lichtweite der Düse. Für ihre achsiale Erstreckung kann im Mittel

$$b = 4 \div 8\, d_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 109.$$

gesetzt werden, worin d_0 den Düsendurchmesser bezeichnet. Wird die Schaufel zu breit, dann sind mehrere Düsen anzuordnen.

Die radiale Erstreckung der Schaufel kann

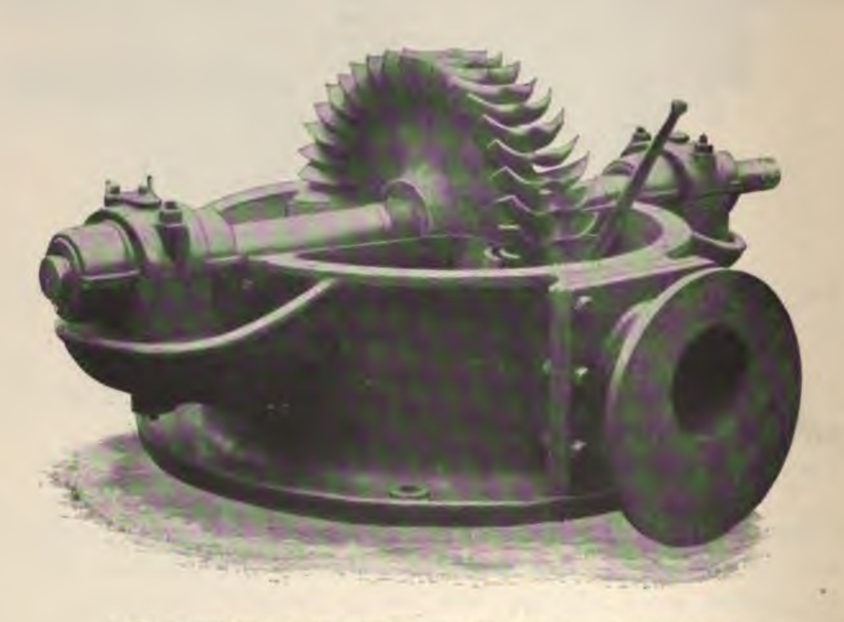
$$e = 0{,}5 \div 0{,}8\, b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 110.$$

gesetzt werden, worin der grössere Wert für kleine Strahlkreisdurchmesser gilt.

Die Schaufelteilung, das heisst der Abstand der einzelnen Becher, ist nach Möglichkeit gross zu halten; also wenige Schaufeln, um geringe benetzte Flächen und damit einen geringen Reibungsverlust zu erzielen. Das Maximum

Abbildung 88.

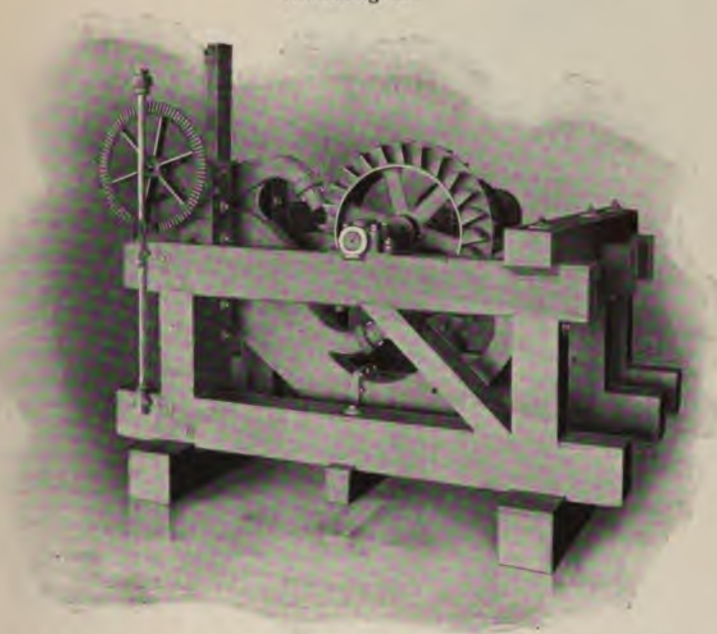




Löffelradturbine mit Regulierzungendüse. (Kolben & Co., Prag.)

der Teilung ergibt sich aus der Ueberlegung, dass der Teilwasserstrahl, welcher von zwei aufeinander folgenden Schaufeln beim Eintritt abgeschnitten wird,

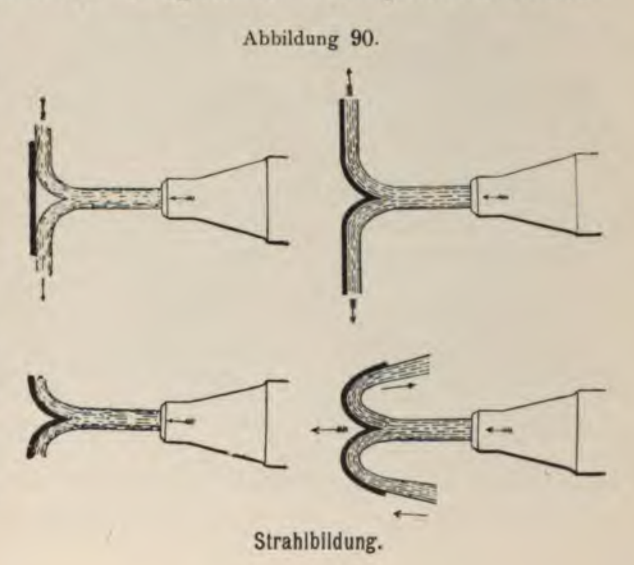
Abbildung 89.



Leffelturbine mit fünf Düsen. (James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

unbedingt zur Arbeitsabgabe die vorauseilende Schaufel treffen muss, bevor er aus dem Rad austritt. Es darf also kein sogenanntes »Schlüpfen« des Strahles stattfinden. An Hand der Abb. 92 ist zu ersehen, dass in derselben Zeit, während das Wasserteilchen mit der Geschwindigkeit w_1 den Weg m innerhalb des Laufrades zurücklegt, die Schaufel mit der Geschwindigkeit $u = \frac{w_1}{2}$ nur den Weg t zurückgelegt hat. Die Zeiten als die Quotienten aus den Wegen und den dazugehörigen Geschwindigkeiten gleichgesetzt, ergibt für den Grenzfall die Beziehung $\frac{m}{t} = 2$.

Abbildung 90.



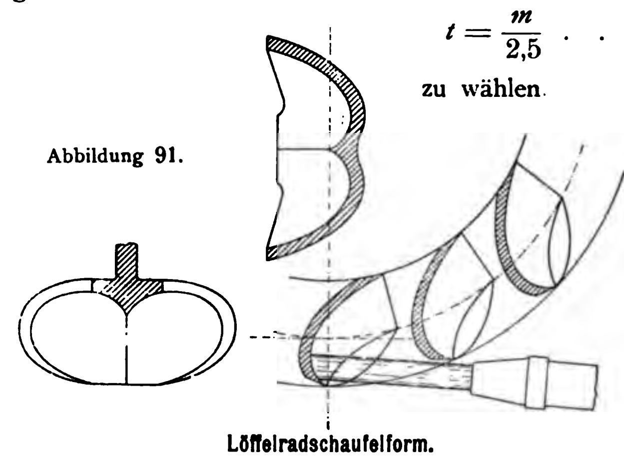
Strahlbildung.

Für die praktische Ausführung ist die Schaufelteilung etwas kleiner, ungefähr

$$t = \frac{m}{2,5} \qquad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 111.$$

zu wählen.

Abbildung 91.



Löffelradschaufelform.

Aus der Teilung berechnet sich sodann auf bekannte Art die Schaufelzahl, welche eine gerade Zahl ergeben muss.

Die Laufradschaufelform eines Peltonrades erhalten wir, indem wir uns gemäss Abbildung 93 zu der Schaufelkurve einer Achsial-Druckturbine das Spiegelbild konstruiert denken, den Winkel $\delta_0 = 0$ machen und endlich diese Turbine noch um 90° drehen, dass ihre vertikale Achse horizontal zu liegen kommt. In Wirklichkeit ist aber der Idealfall $\delta_0 = 0$ nicht zu erreichen. Dennoch ist bei guter Zuschärfung für die praktische Berechnung erlaubt, die Relativgeschwindigkeit $v_1 = w_1 - u_1$ zu setzen. Das Wasser hat also, nachdem es sich auf seinem Wege längs der Schaufel in seiner Bewegungsrichtung nahezu um 180° gedreht hat, eine absolute Austrittsgeschwindigkeit

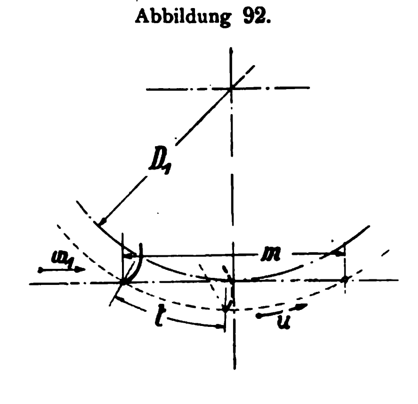
$$w_2 = w_1 - u_1 - u_1.$$

Soll dem Wasser aber alle Energie entzogen sein, so muss $w_2 = 0$ bezw. $\beta_2 = 0$ werden Es besteht also die Beziehung

$$u_1 = \frac{w_1}{2};$$

das heisst in Worten: »Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades muss halb so gross sein, wie die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus der Düse«, wenn $w_1 = w_0$ gesetzt wird, was erlaubt ist.

Abbildung 92.



Die Relativgeschwindigkeit für diesen Fall ist

$$v_1 = w_1 - u_1 = \frac{w_1}{2}.$$

Aber auch hier lässt sich der Idealfall tangentialen Wasseraustritts bezw. $\beta_2 = 0$ nicht praktisch durchführen, wohl aber sehr annähern. Ausgeführte Schaufeln zeigen $\beta_2 = 8^0 \div 15^0$. Es genügt deshalb zur Erreichung des günstigsten Nutzeffektes, wenn die Umfangsgeschwindigkeit $u_1 < \frac{w_0}{2}$, ungefähr

$$u_1 = 0,42 \div 0,48\, w_0 \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 112.$$

Liegt die Eintritts- und Umfangsgeschwindigkeit fest, dann wird der Strahlkreisdurchmesser D_1 angenommen und die Tourenzahl dazu berechnet oder auch nach einer verlangten Tourenzahl jener bestimmt. Ist D_1 die doppelte Entfernung der Wasserstrahlachse von der Drehachse, so folgt der Strahlkreisdurchmesser aus der bekannten Beziehung

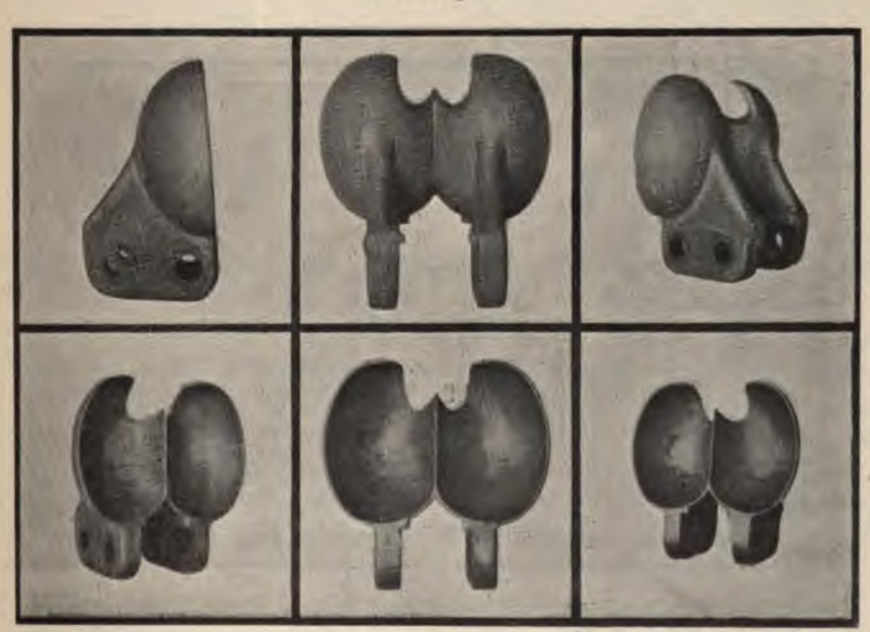
$$n = \frac{60\, u_1}{\pi\, D_1}.$$

Abbildung 93.

Die Schaufeln sind bei dem Leffelrad stets mit dem Radkörper aus einem Stück gegossen. Es hat dies den Vorteil, dass man bei den hohen Umdrehungszahlen eine grössere Gewähr für Bruchsicherheit hat. Doch wird hierbei ein absolut genauer Guss verlangt, die Bearbeitung der einzelnen Schaufeln erschwert und deren Ersatz unmöglich gemacht.

Die Schaufeln des Peltonrades können dementgegen nach Belieben mit

Abbildung 94.



Ellypsoidal-Löffelradschaufel. (Abner Doble Company, San Francisco, Cal.)

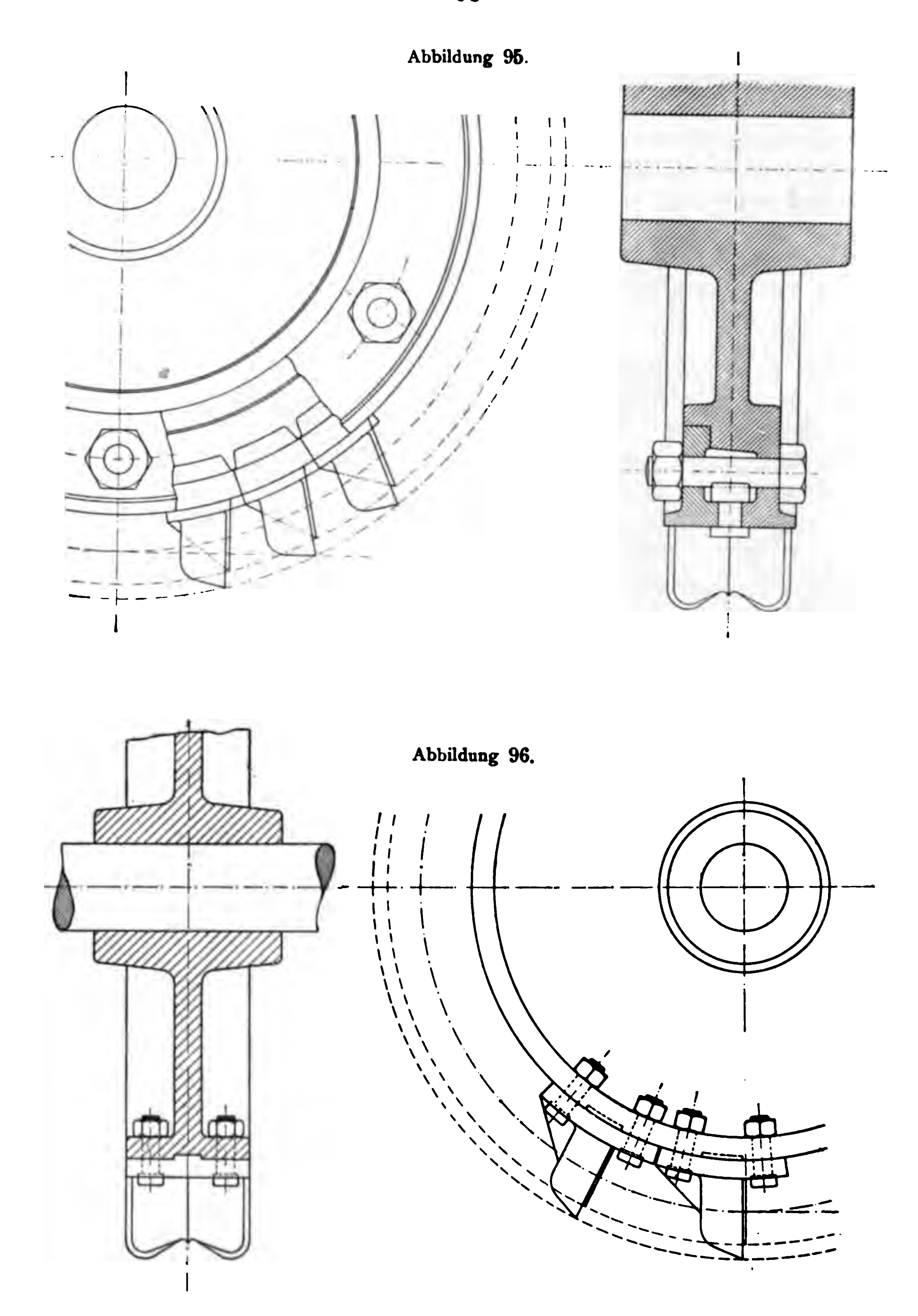
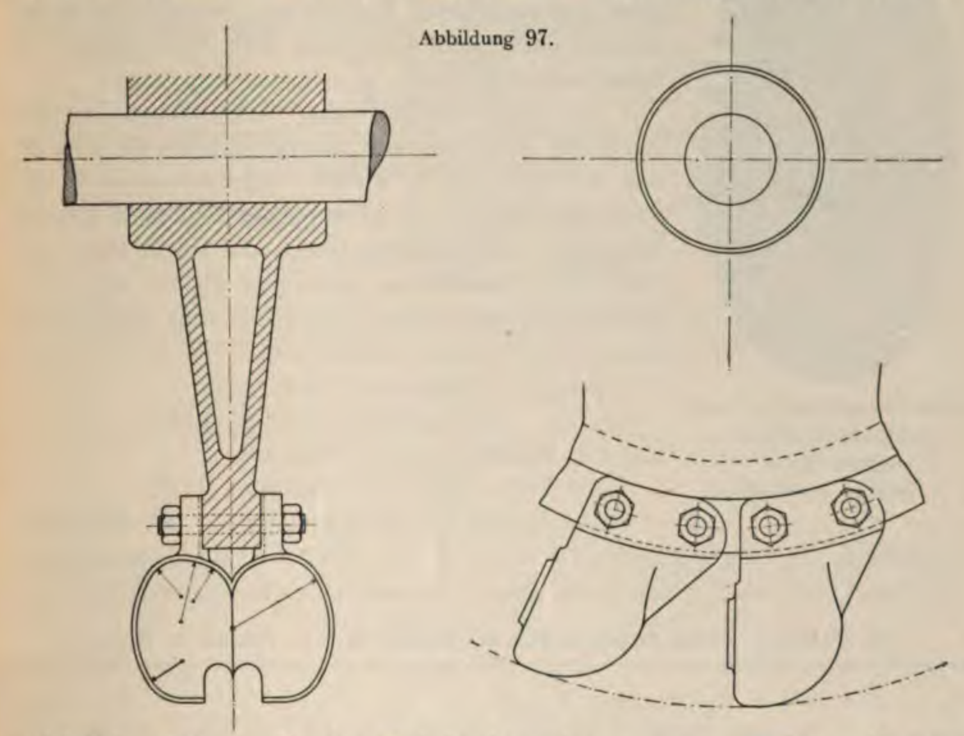


Abbildung 95.

Abbildung 96.

dem Radkörper zusammen oder auch einzeln hergestellt werden. Für Räder mit grossem Strahlkreisdurchmesser oder hohen Drucken empfiehlt es sich, mit Rücksicht auf die verschieden grosse Beanspruchung der Schaufel und des Radkörpers, beide getrennt und aus verschiedenem festen Material herzustellen. Man wählt als Material für kleinere Schaufeln Rotguss und für grössere Temper- und Stahlguss. Die Befestigung der Schaufel auf dem Radkranz kann auf verschiedene Weise, wie aus den skizzenhaften Abbildungen 95 ÷ 97 und 98

Abbildung 97.



ersichtlich, erfolgen. Das Laufrad ist besonders gut auszuwuchten, da sonst leicht ein gefahrbringendes Brausen und Zittern eintreten kann.

Bei den Düsen hat man solche mit kreisrundem und solche mit quadratischem Querschnitt zu unterscheiden. Damit der Strahl möglichst geschlossen und ohne Divergenz aus der Düse austritt, ist dieselbe so kurz wie möglich zu halten und die Rohrleitung mit vollem Querschnitt bis kurz vor die Mündung zu führen. Zur Verhinderung von Reibungsverlusten wird das Innere der Düse sorgfältig poliert und die Mündung der quadratischen Düse so abgeschrägt, dass der lichte Austrittsquerschnitt doppelt so lang wie breit wird. Das Düsenmaterial ist stets Rotguss, in grösseren Ausführungen wohl auch Stahlguss mit Rotgussfutter.

Die Regulierung geschieht bei der Düse mit kreisrundem Querschnitt durch eine in eine Spitze auslaufende Spindel bezw. Nadel, welche vermittels

Schraubengewinde mehr oder weniger in die Austrittsöffnung eingeführt werden kann und diese so versperrt. Vergleiche hierzu die Abb. 85. Die Doble Company in San Francisco lässt zur guten Wasserführung die Regulierspindel noch ein Stück aus der Düse austreten, wie es die Abb. 99 angibt. Die im Massachusetts Institute of Technology mit dieser Düse durchgeführten Versuche ergaben einen Wirkungsgrad bis zu 99,3 %. Grösseren Düsen gibt man zur einfacheren Regulierung vorteilhafter rechteckigen Querschnitt und führt eine ihrer Wände als bewegliche Zunge aus.

Abbildung 98.



Löffelturbinenlaufrad mit aufgeschraubten Schaufelsegmentstücken.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Der Wirkungsgrad der Tangentialdruckturbine steigt im Verhältnis der auszunutzenden Gefällshöhe von $\eta = 0{,}70$ auf $\eta = 0{,}90$. Schwankungen in der Tourenzahl haben nur einen geringen Einfluss auf den Nutzeffekt. Nachstehende Daten, die einem Bremsversuche einer Peltonturbine, von einem Gefälle $H = 53$ m und einer Wassermenge $Q = 0{,}125$ $m^3/_{sk}$, entnommen sind, geben hierüber Aufschluss.

Bei einer minutlichen Tourenzahl

$$n = 340 \quad 307 \quad 258 \quad 216 \quad 196$$

war der Wirkungsgrad in Prozenten

$$\eta = 81{,}1 \quad 87{,}6 \quad 85{,}6 \quad 82{,}1 \quad 77{,}0.$$

Die Tabelle III ist dem Kataloge der bekannten Spezialfirma für Peltonturbinen: H. Breuer & Co., Höchst a. Main, entnommen. Mit Vorteil kann sie bei den grundlegenden Berechnungen herangezogen werden.

III. Tabelle. Peltonturbinen von H. Breuer & Co., Höchst a. Main.

Grössen . . Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Gefällshöhe in m .	20—100	20—100	20—100	20—100	20—100	20—100	20—100	20—100
Strahlkreisdurchmesser in mm .	130	194	260	420	520	690	700	800
Umläufe in min. .	1272—2846	851—1903	635—1421	393—879	317—710	239—535	236—525	207—460
Strahldicke in mm .	4—8	7—11,5	10—14	17—23	21—30	28—40	35	40
Wassermenge in $l/_{min}$	14—134	45—276	88—389	256—1050	410—1890	730—3340	1140—2570	1418—3171
Leistung in PS_e . .	0,05—2,2	0,15—4,6	0,29—6,4	0,85—17,5	1,36—31,5	2,4—55,6	3,8—42,8	4,7—52,8
Anschlussrohrdurchmesser in mm .	25—60	40—80	60—100	80—150	100—200	125—250	150—250	175—275

Beispiel:

Welche Abmessungen erhält eine Tangentialturbine für ein Nettogefälle $H = 265$ m und eine Wassermenge $Q = 0{,}085$ $m^3/_{sk}$ bei 820 $Uml/_{min}$?

Die Turbinenleistung bestimmt sich überschläglich zu

$$\underline{N_\eta} = 10 \cdot 0{,}085 \cdot 265 = \underline{225 \text{ PS.}}$$

Der Durchmesser der Anschlussleitung folgt aus Gleichung 100 mit $w_s = 1{,}5\ \text{m}/_{sk}$ zu

$$\underline{d} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}085}{1{,}5}} = \infty\ \underline{0{,}275\ \text{m.}}$$

Beim Austritt aus der Düse hat das Wasser eine Geschwindigkeit nach Gleichung 95 von

$$\underline{w_0} = 0{,}96 \cdot \sqrt{2g \cdot 265} = \underline{69{,}20\ \text{m}/_{sk}},$$

womit die lichte Weite der Düse nach Gleichung 108

$$\underline{d_0} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}085}{69{,}20}} = \infty\ \underline{0{,}040\ \text{m}}$$

wird. Die Umfangsgeschwindigkeit im Strahlkreisdurchmesser zu

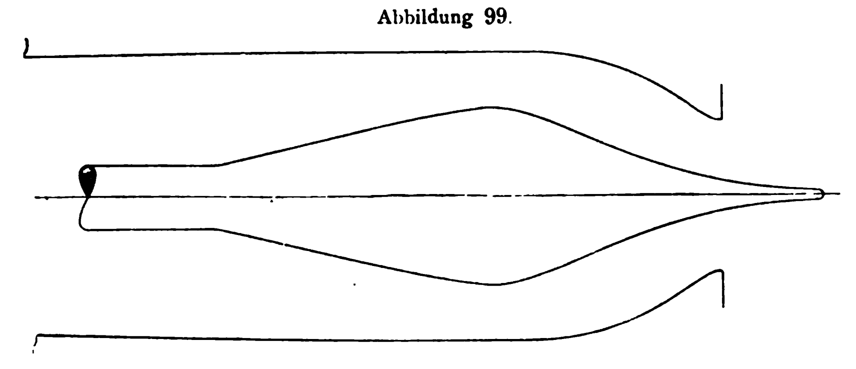
$$\underline{u_1} = 0{,}46 \cdot w_0 = 0{,}46 \cdot 69{,}20 = \underline{31{,}80\ \text{m}/_{sk}}$$

gesetzt, ergibt für die geforderte Turbinenumlaufzahl einen Strahlkreisdurchmesser

$$\underline{D_1} = \frac{60 \cdot 31{,}80}{\pi \cdot 820} = \underline{0{,}740\ \text{m.}}$$

Mit letzter Ausrechnung sind die zwei Hauptabmessungen, Düsen- und Strahlkreisdurchmesser, bestimmt, und man hat mit Hilfe der Gleichungen

Abbildung 99.



109 und 110 mit dem Entwurf der Laufschaufel zu beginnen, wobei auf recht flüssige und dabei kurze Profile zu achten ist. Die Schaufel nach Tafel XXVI ist nach unserm Rechnungsbeispiel entworfen. Dieselbe kann aber ebensogut auch für kleinere und grössere Strahlkreisdurchmesser und für Strahldicken von 40 ÷ 60 mm verwendet werden. Die Schaufelzahl für unsern Fall ist $z = 14$.

§ 22.

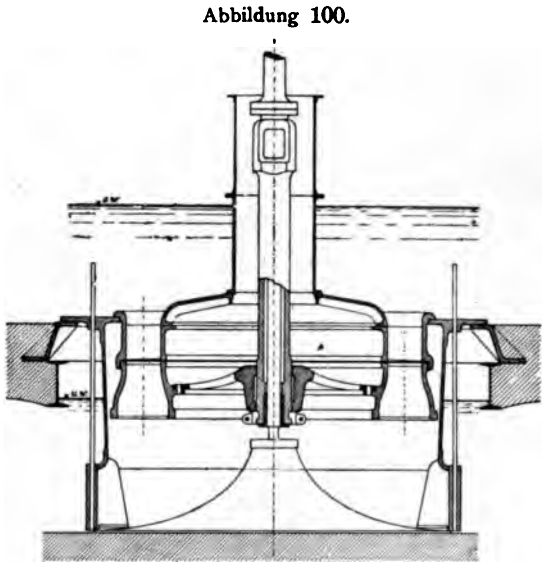
Berechnung der Achsial-Ueberdruckturbine.

Im Jahre 1841 liess sich Jonval auf eine Achsial-Ueberdruckturbine mit Saugrohr ein Patent geben. Lange Zeit nahm die Jonvalturbine den ersten Platz unter allen Turbinen ein, und noch heute ist sie vereinzelt bei Wasser-

überfluss und da, wo es vor allem auf eine billige Anlage ankommt, angebracht.

Eine theoretisch richtige Regulierung lässt sich schlechterdings nicht bei ihr anbringen. Immer noch führt man die zuerst in Vorschlag gebrachte Regulierung aus, welche im Prinzip darin besteht, durch ventilierte Klappen oder Schieber das Leitrad zum Teil abzudecken, um so die zu verarbeitende Wassermenge zu verkleinern. Sind grosse Wassermengen auszunützen, so kann die Jonvalturbine doppelkränzig konstruiert werden. Eine solche Doppelkranz-Jonvalturbine erfüllt durch den eventuell möglichen Abschluss eines ganzen Leitrades eher die Bedingung einer richtigen Regulierung.

Abbildung 100.



Achsial-Ueberdruckturbine mit Fallrohr und Schütze.

Die Aufstellung einer Achsial-Ueberdruckturbine kann nur in geringer Höhe über dem Unterwasserspiegel erfolgen. Eine beliebige Anordnung, bedingt durch die Anwendung eines Saugrohres, lässt sich hier nicht erreichen. Letzteres hat hier nur den Zweck, grössere Schwankungen des Unterwasserspiegels auszugleichen und eventuell noch durch Anbringen einer Ringschütze, wie unsere Abbildung 100 zeigt, mittelbar die grobe Regulierung zu übernehmen. Mit Recht bezeichnet man ein solches Saugrohr mit dem Namen »Fallrohr« und lässt es bei der Berechnung vollkommen ausser Betracht. Um einen möglichst kontinuierlichen Uebergang der Austrittsgeschwindigkeit w_2 in die Fallrohr- und Wassergeschwindigkeit des Untergrabens zu bewirken, kann unter das Laufrad, anschliessend an den inneren Laufradkranz, ein Diffusor angeordnet werden. Ein Diffusor ist einfach ein konoidischer Ansatz, welcher den ringförmigen Wasserquerschnitt, der in der Austrittsebene des Laufrades vorhanden ist, allmählich wieder in den vollen Kreisquerschnitt des Fallrohres überführt, wobei sich die Geschwindigkeiten entsprechend ändern.

Die Berechnung einer Achsial-Ueberdruckturbine geschieht mit den Geschwindigkeiten und Winkelverhältnissen etc., entsprechend dem jeweiligen mittleren Durchmesser D_0, D_1 und D_2. Siehe hierzu die Abbildung 101. Bei einer Doppelkranzturbine ist jeder Kranz für die verschiedenen mittleren Durchmesser gesondert zu berechnen und zu dimensionieren.

Als Ausgangspunkt der Berechnung ist wieder die absolute Austritts-

geschwindigkeit w_2 anzusehen, welche mit einem Austrittsverlust $\alpha_{max} = 0{,}06$ nach Gleichung 67 folgt. Der Wasseraustritt aus dem Laufrad hat senkrecht zu erfolgen, also $\delta_2 = 90^0$. Nehmen wir weiter die Austrittsbreite $b_2 = 0{,}2 \div 0{,}25\ D_2$ an und führen all diese Werte in Gleichung 69 ein, so erhalten wir für den vorläufigen mittleren Durchmesser

$$D_2 = \sqrt{\frac{5{,}5}{\pi} \cdot \frac{Q}{w_2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 113.$$

Der auszuführende Durchmesser $D_2 = D_1 = D_0$ ist auf eine glatte Zahl abzurunden und darnach b_2 nach Gleichung 69 zu berichtigen.

Der Winkel δ_1 wird auf analoge Art, wie bei allen anderen Turbinentypen, aus der Beziehung $\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$ festgelegt. Seine Grösse schwankt zwischen $\delta_1 = 15^0 \div 25^0$, im Mittel $\delta_1 = 20^0$. Für die Annahme von a_0, s_0 und t_0 kann unter Berücksichtigung von früher Gesagtem die Tabelle IV herangezogen werden. Soweit Zellenregulierung in Betracht kommt, verlangt die Möglichkeit ihrer Ausführung die Teilbarkeit von z_0 durch 2, 3, 5 u. s. w. Die Schaufelzahl z_0 ist um etwa $2 \div 3 > z_2$.

Zur Verhütung einer grösseren Verzerrung des Winkels β_1 nach dem inneren und äusseren Durchmesser D_1^i und D_1^a hin ist stets $\beta_1 = 90^0$ aus-

Abbildung 101.

Schematische Zusammenstellung einer Achsial-Ueberdruckturbine.

zuführen. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 folgt dann aus Gleichung 54, wodurch auch die zugehörige Umdrehungszahl bekannt ist.

IV. Tabelle. Werte von D, l, z, a und s für Achsial-Ueberdruckturbinen.

Durchmesser D_1	mm	800	1500	2000	2500	3000	4000
Laufradhöhe l_1	„	200	300	320	400	420	450
Leitradhöhe l_0	„	180	270	290	360	380	400
Schaufelzahl z_2		22	26—27	32	34	36	40—42
Schaufelweite a_2	mm	35	55	60	70	85	100
Schaufelstärke (Blechschaufel) s_2	„	4	7	7	9	10	10

Die normale Durchflussgeschwindigkeit in b_2 und b_1 des Laufradaustritts- und Eintrittsprofiles ist konstant. Es gilt also die Beziehung

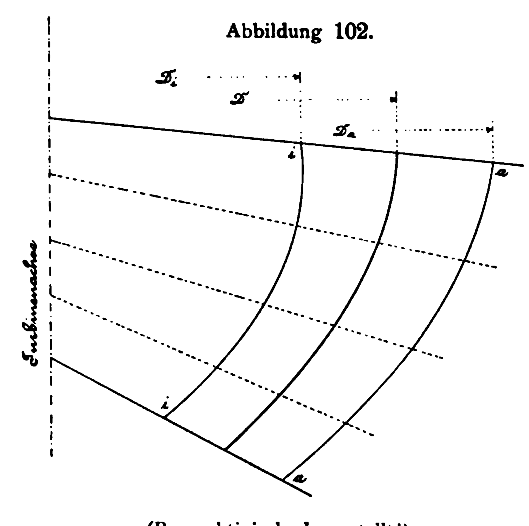
$$D_2 \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 = D_0 \pi b_0 \frac{a_0}{a_0 + s_0} w_1 \sin \delta_1, \quad . \quad . \quad . \quad 114.$$

woraus wir mit $\frac{a_2}{a_2 + s_2} = \frac{a_0}{a_0 + s_0}$ rechnerisch die absolute Eintrittsgeschwindigkeit

$$w_1 = \frac{b_2 w_2}{b_1 \sin \delta_1}$$

erhalten. Führen wir in letztere Gleichung für w_1 und w_2 die aus den Gleichungen 53 und 67 angenommenen Werte ein, so lässt sich die Eintrittsbreite des Laufrades

Abbildung 102.



(Perspektivisch dargestellt!)

$$b_1 = \frac{b_2}{\operatorname{tg} \delta_1} \sqrt{\frac{2\alpha}{\xi}} \quad . \quad . \quad . \quad 115.$$

schreiben. Hierin bedeutet b_2 die auszuführende Schaufelbreite gemäss Gleichung 93, deren endgültiger Bestimmung die zeichnerische Bestimmung der Teilung und Schaufelzahl, wie bei den Radialturbinen, vorauszugehen hat. Diese bedingt meist eine kleine zulässige Aenderung von w_2.

Zum Entwurf des Leit- und Laufradprofiles benötigen wir nur noch ihrer Höhen l_0 und l_1. Diese sind entweder der Tabelle IV zu entnehmen oder nach nachstehenden empirischen Gleichungen zu berechnen, welche eine

Laufradhöhe

$$l_1 = 0{,}9 \div 0{,}15\, D_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 116.$$

und eine Leitradhöhe

$$l_0 = 0{,}75 \div 0{,}85\, l_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 117.$$

verlangen. Zu vergessen ist nicht, dass die Eintrittsbreite für eine geringere Wassermenge entsprechend dem Spaltverlust nach den in § 11 gemachten Angaben zu dimensionieren ist.

Die Leit- und Laufradschaufelform.

Da die Umfangsgeschwindigkeit von innen nach aussen zunimmt, verlangt der stossfreie Wassereintritt eine Anpassung von β_1 und δ_1 an das veränderliche w_1 der Durchmesser D_1^i und D_1^a. Dieser Anforderung wird Genüge geleistet, wenn man die Schaufeln als windschiefe Flächen, sogen. Schraubenregelflächen, konstruiert. Letztere entsteht, wenn die erzeugende Gerade, welche normal zur Turbinenachse steht, sich längs derselben verschiebt und hierbei als Leitlinie die mittlere Schaufelkurve durchläuft. Wie aus der Abbildung 102 zu ersehen ist, wird dann die Laufschaufelkurve aussen in Richtung der Radebene etwas gedehnt, innen dagegen etwas zusammengedrückt.

Zur Herstellung des Schaufelklotzes für die Leit- und Laufschaufelkurven bedürfen wir noch mehrerer Schnitte, wie Tafel LXVI angibt. Wir teilen deshalb die Breiten b_0, b_1 und b_2 in x (je mehr um so besser) konzentrische Schichten von gleicher Eintrittsbreite $\frac{b}{x}$ ein, lassen deren Schaufelkurven in achsialer Richtung unverändert und vergrössern oder verkleinern nur ihre horizontale Ausdehnung, entsprechend dem Verhältnis der Durchmesser: $\frac{D_0^a}{D_0} \ldots\ldots \frac{D_0^i}{D_1}, \frac{D_2^a}{D_2} \ldots\ldots \frac{D_2^i}{D_2}$. Hierauf konstruieren wir die mittlere Leit- und Laufschaufelkurven mit den berechneten Winkeln δ_1, β_1 und β_2, teilen ihre Projektionen T_2 bezw. T_0 in beliebig viele, aber gleiche Teile, legen durch diese Teilpunkte die Senkrechten $1 \div 5$ bezw. $1 \div 3$ und durch die Schnittkurven dieser die Horizontalen I $\div$ V bezw. I $\div$ III. Endlich berechnen wir noch die Projektionen der äusseren und inneren Schaufelkurven nach der Beziehung $T_2^a = \frac{D_2^a}{D_2} \cdot T_2 \ldots\ldots T_2^i = \frac{D_2^i}{D_2} \cdot T_2$ und teilen diese Projektionen $T_2^a \ldots\ldots T_2^i$, $T_0^a \ldots\ldots T_0^i$ u. s. w. in die gleiche Anzahl Teile wie T_2 und T_0 ein; so ergeben sich unmittelbar aus den entsprechenden Schnittpunkten der durch diese Teilpunkte gezogenen Senkrechten und den Horizontalen I $\div$ V bezw. I $\div$ III die Schaufelkurven für die verschiedenen Durchmesser mit den richtigen Winkeln

$$\delta_1^i \ldots \delta_1^a, \beta_1^i \ldots \beta_1^a \text{ und } \beta_2^i \ldots \beta_2^a.$$

Nach diesen Kurven sind jetzt Brettchen von der Dicke des Abstandes der Schichten $aa \div bb$, $bb \div cc$ u. s. w. auszuschneiden, in richtiger Reihenfolge aneinander zu befestigen, die überstehenden Kanten etwas abzubrechen und an den äusseren und inneren Laufradkranz anzupassen, wodurch der Schaufelklotz gefunden ist.

Beispiel:

Es ist eine Wasserkraft von $Q = 3\ m^3/_{sk}$ und einem Gefälle von $H = 2$ m mit dem geringsten Geldaufwand auszunutzen.

Wir entschliessen uns zur Anlage einer Jonvalturbine mit stehender Welle. Diese bauen wir in einen hölzernen Wasserkasten so ein, dass die Austrittsebene des Laufrades in Höhe des tiefsten Unterwasserspiegels zu liegen kommt.

Die Leistung, gemessen an der Turbinenwelle, berechnet sich angenähert zu

$$\underline{N_\eta} = 10 \cdot 3 \cdot 2 = \underline{60\ \text{PS.}}$$

Wird der Austrittsverlust $\alpha = 0{,}06$ angenommen, so ergibt sich nach Gleichung 67 eine absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_2} = \sqrt{2g\,2 \cdot 0{,}06} = \underline{1{,}53\ m/_{sk},}$$

woraus sich nach Gleichung 113 der mittlere Durchmesser

$$\underline{D_2} = \sqrt{\frac{5{,}5 \cdot 3}{\pi\,1{,}53}} = \underline{1{,}850\ m}$$

bestimmt, welchen wir auf $D_2 = D_1 = D_0 = 1{,}800$ m abrunden. Die Umfangsgeschwindigkeit für diesen Durchmesser ist mit einem angenommenen hydraulischen Wirkungsgrad $\xi = 0{,}81$ nach Gleichung 54

$$\underline{u_1} = \sqrt{g\,2 \cdot 0{,}81} = \underline{3{,}98\ m/_{sk},}$$

woraus die zugehörige minutliche Tourenzahl

$$\underline{n} = \frac{60 \cdot 3{,}98}{1{,}800\,\pi} = \underline{42{,}1}$$

folgt.

Die Annahmen einer Schaufelweite $a_0 = 60$ mm, einer Schaufelstärke $s_0 = 7$ mm und einer Schaufelzahl $z_0 = 26$, ergeben eine Schaufelteilung

$$\underline{t_0} = \frac{1800\,\pi}{26} = \underline{217{,}4\ mm}$$

und damit, nach Gleichung 77, den Eintrittswinkel

$$\sin \delta_1 = \frac{67}{217{,}4}$$

$$\underline{\delta_1} = \underline{17^\circ\,56'.}$$

Mit letzterem Winkel berechnet sich nach Gleichung 53 die absolute Eintrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_1} = \frac{3{,}98}{\cos 17^\circ\,56'} = \underline{4{,}18\ m/_{sk}.}$$

Die weiteren Annahmen einer Schaufelweite $a_2 = 56$ mm, $s_2 = 7$ mm lassen uns, nach vorhergegangener Aufzeichnung des Austrittsdreieckes mit der Umfangsgeschwindigkeit $u_2 = u_1 = 3{,}98\ m/_{sk}$, der absoluten Austrittsgeschwindigkeit $w_2 = 1{,}53\ m/_{sk}$ und dem Austrittswinkel $\delta_2 = 90^\circ$, zeichnerisch die Teilung $t'_2 = 173$ mm finden, welche einer Schaufelzahl $z'_2 = 33{,}7$ entspricht. Siehe die

nachstehende Abbildung 103. Für die Ausführung runden wir die Schaufelzahl auf

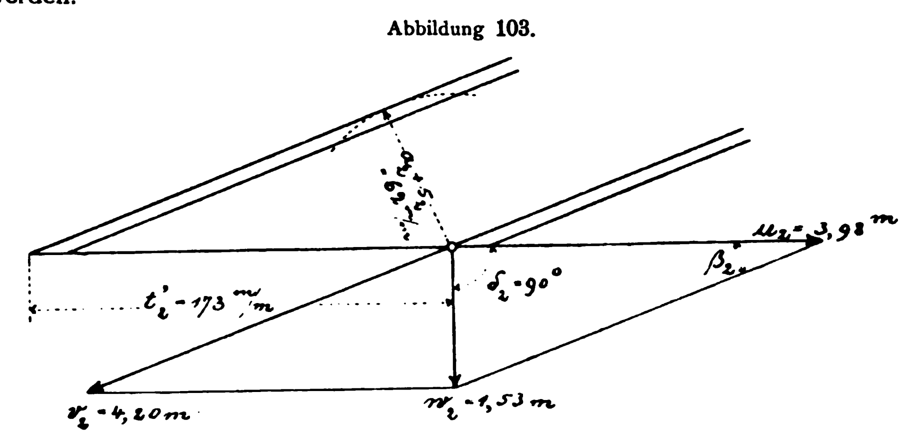
$$\underline{z_2 = 30}$$

ab, wodurch die endgültige Schaufelteilung

$$\underline{t_2} = \underline{t_1} = \frac{1800\,\pi}{30} = \underline{188{,}4 \text{ mm}}$$

folgt. Durch die Verkleinerung der Schaufelzahl wird die Austrittsgeschwindigkeit nur unbedeutend geändert und können dieserhalb die mit $w_2 = 1{,}53$ m/$_{sk}$ berechneten Grössen ohne wiederholte Durchrechnung mit dem neuen w_2 beibehalten werden.

Abbildung 103.



Wird die Grösse der Relativgeschwindigkeit $v_2 = 4{,}25$ m/$_{sk}$, dem Austrittsdreieck nach Abbildung 103 entnommen, in die Gleichung 93 eingeführt, so ergibt sich eine Austrittsbreite

$$\underline{b_2} = \frac{3}{30 \cdot 0{,}055 \cdot 4{,}25} = \underline{0{,}428 \text{ m.}}$$

Damit bestimmt sich die zum Entwurf des Leit- und Laufradprofiles noch nötige Eintrittsbreite nach der Beziehung der Gleichung 115 zu

$$\underline{b_1} = \frac{0{,}428}{\operatorname{tg} 17^0\,56'} \cdot \sqrt{\frac{0{,}05 \cdot 2}{0{,}81}} = \underline{0{,}146 \text{ m,}}$$

welche Breite bei der endgültigen Ausführung um den Spaltverlust zu berichtigen ist.

§ 23.

Berechnung der Achsial-Druckturbine.

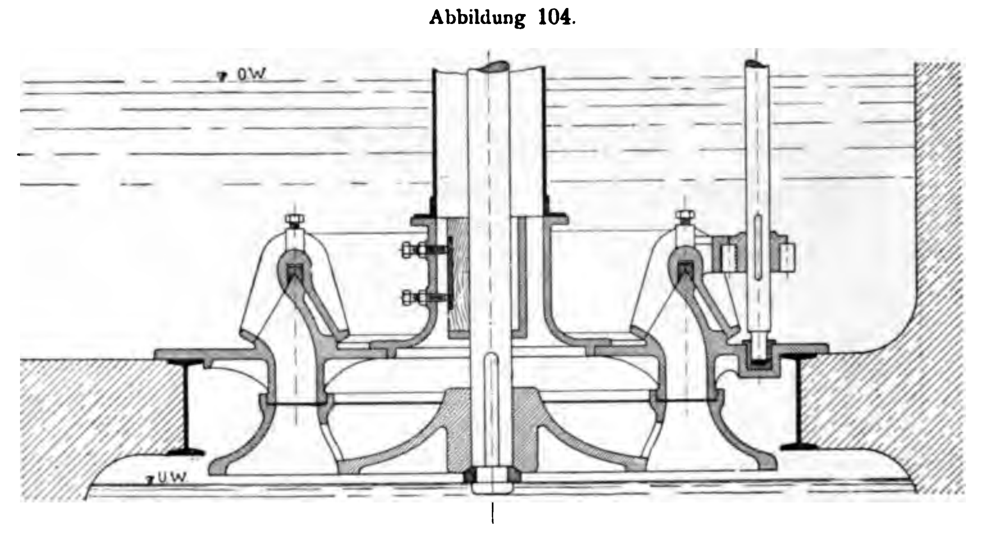
Die bekannteste Vertreterin der Achsial-Druckturbine ist die Girardturbine, benannt nach ihrem Konstrukteur Girard. Als Entstehungsjahr dieser Turbine kann 1863 angesehen werden. Schon der Erfinder arbeitete zehn Arten der Aufstellung seiner Turbine aus, teils mit horizontaler oder vertikaler Achse,

teils voll- und teilbeaufschlagt; am meisten führte sich die achsiale vollbeaufschlagte ein.

Stets muss das Laufrad über Höhe des Unterwasserspiegels angeordnet werden, so dass es das Wasser in freier Luft ausgiesst.

Reguliert werden die Achsial-Druckturbinen durch Abschluss einzelner Leitzellen. Die Abschlussorgane sind Klappen oder Schieber, welche man so anzuordnen hat, dass immer zwei diametral gegenüberliegende Zellen zugleich geöffnet und geschlossen werden können. Diese Regulierung arbeitet theoretisch richtig und beeinträchtigt den Wirkungsgrad weniger wie die Regulierungen der Ueberdruckturbinen.

Abbildung 104.



Achsialdruckturbine mit Haubenschieberregulierung.

Für grössere Wasserkräfte von stark veränderlichen Gefällen und Wassermengen führte man früher mit Vorteil mehrkränzige Turbinen aus, wovon dann stets der äussere Kranz als Ueberdruckturbine und der innere als Druckturbine arbeitet. Man legt die maximale Wassermenge der Berechnung beider Kränze, die minimale Wassermenge der Berechnung des inneren Kranzes zugrunde und versieht nur letzteren Kranz mit Regulierung. Eine solche Turbine erhält den Namen Kombinationsturbine. Sie vereinigt gewissermassen die Vorteile beider bei ihr angewandter Systeme. Der Vollständigkeit halber sei auch die Doppelkranz-Girardturbine erwähnt. Ihre Verwendung ist überall da in Erwägung zu ziehen, wo es sich darum handelt, zwei Wasserläufe von verschieden hohen Gefällen gleichzeitig auszunützen.

Die Berechnung einer Achsial-Druckturbine unterscheidet sich prinzipiell nicht von der einer radialen. Es gelten deshalb auch hier sinngemäss all die im § 20 aufgestellten Beziehungen.

Während das Wasserteilchen die Laufradhöhe l_1 durchsinkt, wird es durch die Schwere beschleunigt. Die Radhöhe ist aber meist so gering, dass der Zuwachs infolge der Beschleunigung durch die Reibung wieder ausgeglichen wird. Bei der Bestimmung des Eintrittswinkels und damit der endgültigen Teilung t_0 ist die Radhöhe wohl zu beachten, also die Relativgeschwindigkeit v_1 nach Gleichung 105 zu berechnen.

Abbildung 105.



Girardturbinenlaufrad.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Die Achsial-Druckturbinen zeigen die weitere Eigentümlichkeit, dass die freien Wasserteilchen ihre normalen Bahnen durch das Laufrad nicht in Zylinderflächen zurücklegen, sondern auf Grund des Beharrungsgesetzes in Ebenen, welche den mittleren Zylinder tangieren. Man konstruiert deshalb rationell das Laufradprofil unsymmetrisch, indem man die Austrittsbreite b_2 von D_2 nach beiden Seiten hin abträgt gemäss Abb. 106. Wenn die Austrittsbreite $b_2 = 0{,}2\ D_2$ angenommen wird, bestimmt sich unter Beachtung der Gleichung 102 der Durchmesser zu

$$D_2 = \sqrt{\frac{6 \div 9{,}5}{\pi\,\mathrm{p}} \cdot \frac{Q}{w_2}} \quad . \quad . \quad . \quad 118.$$

Für den ersten Entwurf kann $D_1 = D_0 = 0{,}95\ D_2$ gesetzt werden, womit nach vorausgegangener Berechnung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit w_1, gemäss Gleichung 95, die Eintrittsbreite b_1 sich nach Gleichung 103 ergibt.

Sobald aber die zu verarbeitende Wassermenge zur Ausführung einer vollbeaufschlagten Turbine nicht mehr genügt, ist mit Einführung des Partialitätsgrades die Wahl des Durchmessers D_1 vollständig beliebig und richtet sich einzig nach der gewünschten Umdrehungszahl oder den örtlichen Verhältnissen. Der Durchmesser D_1 ist dann immer möglichst gross zu wählen, damit die Eintrittsbreite und damit der Geschwindigkeitsunterschied am äusseren und inneren Radumfang gering wird. Die obere Grenze desselben ist durch die Verteuerung der Anlagekosten und durch die Verkleinerung der Tourenzahl gezogen.

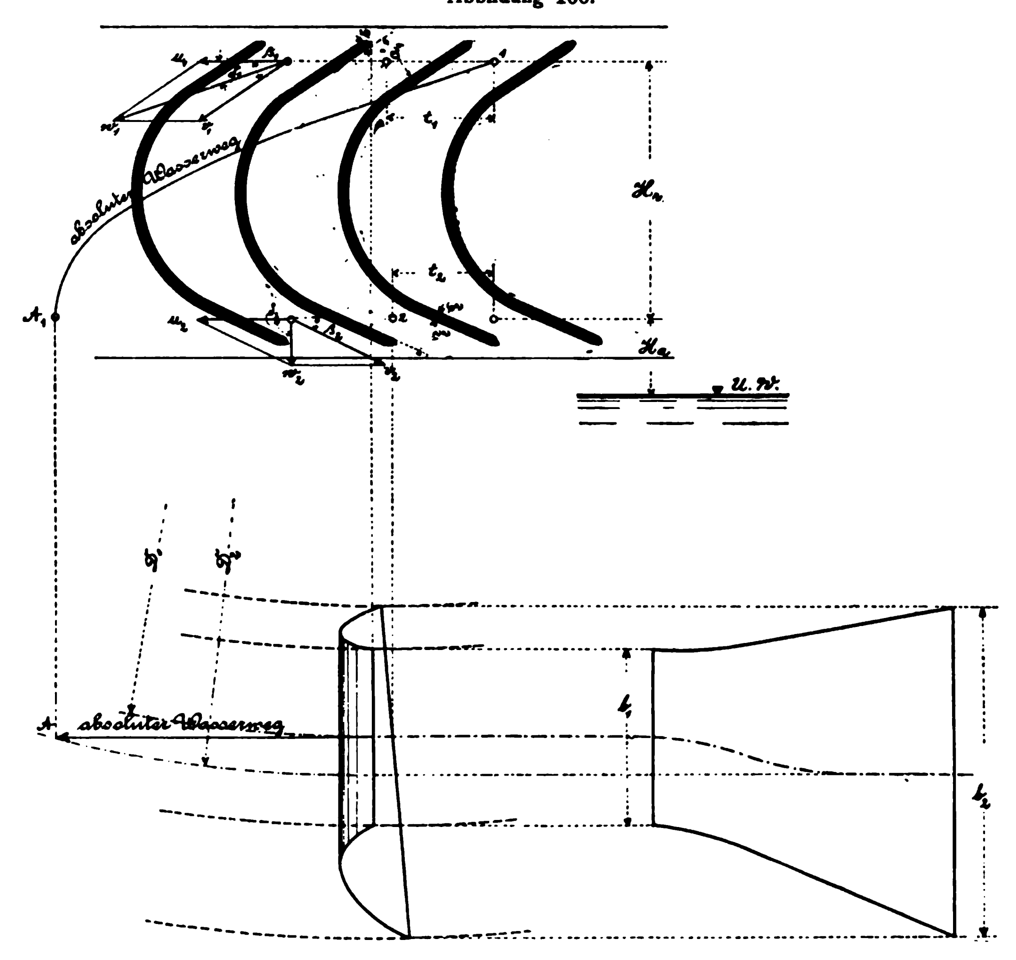
Liegt der auszuführende Durchmesser D_1 endgültig fest, so bestimmt sich der genaue Durchmesser D_2 auf zeichnerischem Wege nach Abbildung 106 wie folgt. Man ziehe durch die Mitte von b_1 normal zum Durchmesser D_1 eine Gerade und projiziere den Endpunkt A_1 des absoluten Wasserweges auf dieselbe, dann hat der Kreis, aus dem Mittelpunkt durch den so erhaltenen Punkt A geschlagen, den gesuchten genauen Durchmesser D_2. Wir bedürfen also zur Ausführung vorstehender Konstruktion des absoluten Wasserweges. Dieser findet sich aus

der Ueberlegung, dass die Schaufelkurve den relativen Wasserweg darstellt. Letztere zeichnen wir uns auf, bringen sie zum Schnitt mit beliebig viel Horizontalen und legen, wie Abbildung 107 zeigt, an das erste Schaufelelement die beiden Strahlen I und II, von denen der eine in Richtung der Relativgeschwindigkeit v_1 und der andere in Richtung der absoluten Geschwindigkeit w_1 fällt. Es schneidet dann der Strahl I und die Schaufelkurve auf den Horizontalen die Strecken 1, 2 . . . . . ab. Werden diese auf den entsprechenden Strecken 1', 2' . . . . ., welche von den Strahlen I und II auf den jeweiligen Horizontalen abgeschnitten werden, von links nach rechts abgetragen, so ergibt sich durch Verbinden ihrer freien Enden der gesuchte absolute Wasserweg. Das letzte Stück desselben muss wegen des senkrechten Wasseraustrittes die Horizontale normal schneiden.

Die Höhe des Laufradprofiles kann nach der empirischen Formel zu

$$l_1 = 0{,}10 \div 0{,}20\, D_1, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 119.$$

Abbildung 106.



bei kleineren Turbinen noch grösser, angenommen werden. Die entsprechende Leitradhöhe ist

$$l_0 = 0{,}60 \div 0{,}80\, l_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 120.$$

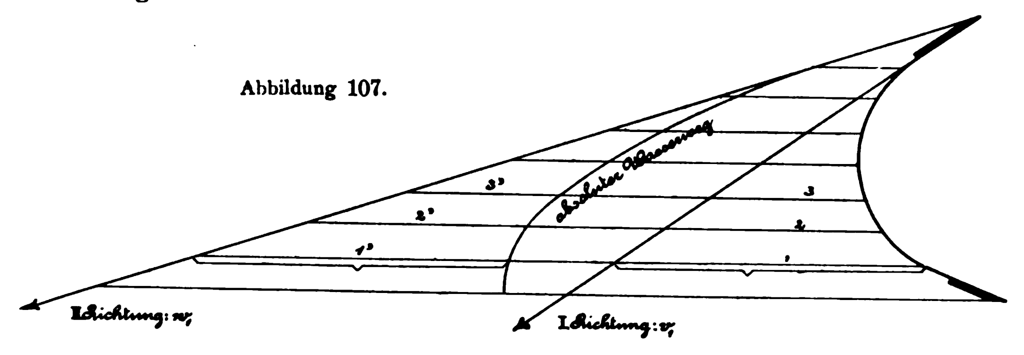
Siehe auch die Tabelle V, welche für normale Verhältnisse gute Werte angibt.

Die Schaufelzahl z_1 kann, soweit die Turbine vollbeaufschlagt ist, zu

$$z_1 = 30 + 25\, D_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 121$$

gesetzt werden. Für Teilbeaufschlagung ist es vorteilhaft, die Schaufelzahl nach Gleichung 107 zu wählen.

Abbildung 107.



V. Tabelle. Werte von D, l, z, a und s für Achsial-Druckturbinen.

Durchmesser D_1	mm	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2400	3000
Laufradhöhe l_1	„		150		200		230			260	
Leitradhöhe l_0	„		130		150		180			220	
Schaufelzahl z_1		34	36	40	44	48	52	56	60	64	72
Schaufelweite a_1	mm	15	18	20	24	24	26	26	30	30	34
Schaufelstärke $s_1 = s_0$	„	4	4	5	5	7	7	9	9	9	10
Schaufelzahl z_0		32	34	38	42	45	49	54	56	60	66
Schaufelweite a_0	mm	20	22	24	26	28	30	34	36	38	42

Die Leit- und Laufradschaufelform.

Die Konstruktion derselben hat nach den gleichen Grundsätzen und Regeln, wie bei der Radial-Druckturbine zu geschehen. Nur muss hier die Leitradschaufel noch schräg gestellt werden, damit der absolute Wasserweg winkelrecht zur Schaufelfläche zu stehen kommt. Dadurch zwingt man die freien Wasserteilchen, auf dem Mantel des mittleren Zylinders zu bleiben. Aus der Abbildung 106 ist das ohne weiteres zu erkennen.

Natürlich muss auch wegen der veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit die Schaufel wie im vorhergehenden Paragraphen mit den richtigen Winkeln $\delta_1^i \ldots \delta_1^a$, $\beta_1^i \ldots \beta_1^a$ und $\beta_2^i \ldots \beta_2^a$ konstruiert werden. Der mittlere

Winkel β_2 ergibt sich durch Aufzeichnen des Austrittsdreieckes mit Winkel $\delta_2 = 90^0$, dem berechneten w_2 und $u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$, worin D_2 und D_1 die endgültigen Werte bedeuten.

Ist die Radhöhe sehr gross, so muss ausserdem noch v_2 berechnet werden, wobei zumeist eine Aenderung an w_2 eintritt.

Beispiel:

Welche Abmessung hat eine Achsial-Druckturbine für eine Wassermenge $Q = 1{,}95\ \mathrm{m^3/_{sk}}$ und ein Gefälle von $H = 3{,}5$ m?

Die Anzahl der effektiven Pferdestärken berechnet sich überschläglich zu

$$\underline{N_\eta} = 10 \cdot 1{,}95 \cdot 3{,}50 = \underline{68{,}3\ \mathrm{PS.}}$$

Wird der Austrittsverlust $\alpha = 0{,}01$ angenommen, so ergibt sich die Austrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_2} = \sqrt{2g \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}01} = \underline{2{,}62\ \mathrm{m/_{sk}}}$$

und nach Gleichung 118 mit für Vollturbinen $p = 1$ der zugehörige Durchmesser

$$\underline{D_2} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1{,}95}{\pi \cdot 1 \cdot 2{,}62}} = \underline{1{,}375\ \mathrm{m.}}$$

Da eine hohe Umdrehungszahl nur erwünscht sein kann, runden wir den Durchmesser auf $D_2 = 1{,}300$ m ab, womit aus Gleichung 102 die Austrittsbreite

$$\underline{b_2} = \frac{1{,}4 \cdot 1{,}95}{\pi\, 1{,}300 \cdot 2{,}62} = \underline{0{,}254\ \mathrm{m}}$$

folgt, welche bei der Ausführung auf $b_2 = 0{,}300$ m abzurunden ist.

Die Eintrittshöhe kann etwa

$$\underline{H_e} = 3{,}50 - 0{,}18 - 0{,}17 = \underline{3{,}15\ \mathrm{m}}$$

gesetzt werden. Gemäss Gleichung 95 ergibt sich dann eine Eintrittsgeschwindigkeit

$$\underline{w_1} = 0{,}96 \cdot \sqrt{2g \cdot 3{,}15} = \underline{7{,}55\ \mathrm{m/_{sk}}}.$$

Nehmen wir noch vorläufig den Eintrittswinkel $\delta_1 = 30^0$ und den Durchmesser

$$\underline{D_1} = 0{,}95 \cdot 1{,}300 = \infty\ \underline{1{,}230\ \mathrm{m}}$$

an, so folgt nach Gleichung 103 eine Eintrittsbreite

$$\underline{b_1} = \frac{1{,}1 \cdot 1{,}95}{7{,}55 \cdot 0{,}500 \cdot \pi \cdot 1{,}230} = \underline{0{,}147\ \mathrm{m.}}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit, nach Gleichung 99 berechnet, ist

$$\underline{u_1} = 0{,}48 \cdot \sqrt{2g \cdot 3{,}15} = \underline{3{,}78\ \mathrm{m/_{sk}}},$$

welcher eine Umdrehungszahl der Turbinenwelle von

$$\underline{n} = \frac{60 \cdot 3{,}78}{1{,}230 \cdot \pi} = \underline{58{,}5}$$

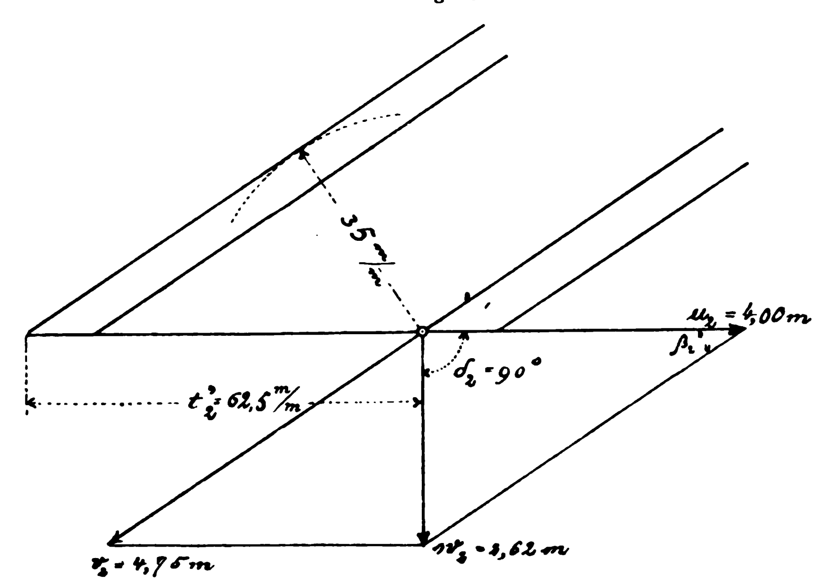
in der Minute entspricht. Am Kreisumfang mit dem Durchmesser D_2 ist die Umfangsgeschwindigkeit

$$\underline{u_2} = 3,78 \cdot \frac{1,300}{1,230} = \underline{4,00 \text{ m}/_{\text{sk}}}.$$

Diese Grösse vereinigen wir mit der Geschwindigkeit w_2 und dem Winkel $\delta_2 = 90^0$ zu dem Austrittsdreieck und erhalten so für ein angenommenes $a_2 = 26$ mm, $s_2 = 6$ mm und $\sigma_2 = 3$ mm, zeichnerisch nach Abbildung 108 eine Schaufelteilung $t'_2 = 62,5$ mm. Mit Rücksicht auf eine passende Schaufelzahl $z_2 = 68$ folgt die auszuführende Schaufelteilung

$$\underline{t_2} = \frac{1300 \cdot \pi}{68} = \underline{60,05 \text{ mm}}$$

Abbildung 108.



Um die Verhältnisse für den Eintritt endgültig festzulegen, entnehmen wir dem Austrittsparallelogramm die Grösse der Relativgeschwindigkeit $v_2 = 4,75$ m/$_{\text{sk}}$, berechnen nach Gleichung 105 die Relativgeschwindigkeit

$$\underline{v_1} = \sqrt{4,75^2 (1 + 0,2) - 2g \cdot 0,17} = \underline{4,86 \text{ m}/_{\text{sk}}}$$

und vereinigen diese mit w_1 und u_1 zu dem Eintrittsparallelogramm. Wie die Abbildung 109 zeigt, erhalten wir damit einen Eintrittswinkel

$$\underline{\delta_1} = \underline{33^0 \, 50'}.$$

Mit diesem, einem $a_0 = 30$ mm und $s_0 = 5$ mm, ergibt sich die vorläufige Schaufelteilung

$$\underline{t'_0} = \frac{35}{\sin 33^0 \, 50'} = \underline{63 \text{ mm}}.$$

Legen wir danach die auszuführende Schaufelzahl $z_0 = 64$ fest, so erhalten wir die endgültige Schaufelteilung

$$\underline{t_0} = \frac{1230 \cdot \pi}{64} = \underline{60{,}37 \text{ mm.}}$$

§ 24.

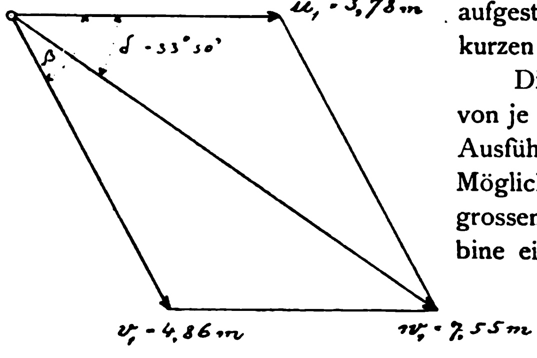
Besprechung ausgeführter Turbinen.

Im folgenden soll gezeigt werden, wie bei den verschiedensten Umlauf-, Gefäll- und Wasserverhältnissen die einzelnen Turbinentypen ihre Verwendung fanden und auf welche Art die konstruktiven Aufgaben gelöst wurden. Zum Studium der projektiven und wasserbautechnischen Fragen der einzelnen Anlagen sei auf die angezogenen Quellen verwiesen.

Turbinenanlage für Städtisches Elektrizitätswerk Kempten.

Für dieses Werk steht ein Gefälle von 3,50 m und eine Wassermenge von rund 14 $m^3/_{sk}$ zur Verfügung.

Abbildung 109.



Durch ein oberhalb des Werkes liegendes Wehr wird der Wasserspiegel der Iller aufgestaut und das Wasser durch einen kurzen Obergraben den Turbinen zugeführt.

Die Anlage besteht aus zwei Turbinen von je 252 Pferdestärken normal, und durch Ausführung einer dritten Kammer ist die Möglichkeit geboten, zur Ausnützung der grossen Wasserstände noch eine dritte Turbine einzusetzen.

Es wurden einfache Francis-Turbinen mit stehender Welle, wie Tafel XXVII zeigt, gewählt, welche durch Winkelräder die Kraft an je eine Gleichstrommaschine abgeben. Der Abfluss des Wassers aus der Turbine erfolgt durch betonierte Saugschächte, welche das Wasser in Richtung und Geschwindigkeit des Unterwassers überführen.

Die Turbinenwelle ist als gusseiserne Hohlwelle mit Oberwasserzapfen ausgeführt.

Die Regulierung erfolgt durch drehbare Leitschaufeln. Die Einwirkung auf dieselbe geschieht automatisch durch mechanische Präzisions-Regulatoren oder von Hand. Die Wirkung der Regulatoren ist bei gleichzeitiger Stromabgabe für Kraft und Licht eine sehr günstige und sind auch bei grossen plötzlichen Entlastungen die Schwankungen in der Tourenzahl so klein, dass dieselben in den Lampen nicht bemerkt werden können.

Versuche, ausgeführt am 9. April 1902 von Herrn Baurat Uppenborn, München, haben nachstehend verzeichnete Werte ergeben:

Turbine Nr.	I	II	III
Beaufschlagung	voll	voll	$^3/_4$
Wassermenge in $m^3/_{sk}$ . . .	7,741	7,773	5,714
Gefälle in m	3,186	3,1708	3,219
Effektive Leistung in PS. .	275,96	273,18	209,69
Absolute Arbeit in PS. . .	328,0	328,0	245,0
Wirkungsgrad in % . . .	**84,3**	**83,5**	**85,6**

Wirkungsgrade, gemessen an der Dynamowelle, also einschliesslich aller Verluste in Zahnrädern und Vorgelege.

Turbinenanlage für Aktiengesellschaft Karbidwerk Lechbruck, Lechbruck.

Diese Fabrik verfügt über ein effektives Gefälle von rund 5 m und eine mittlere Wassermenge von 40 $m^3/_{sk}$. Südlich der dortigen Lechbrücke ist in den Fluss ein Wehr aus Beton eingebaut, von welchem ein kurzer Kanal zum Werke führt. Das Turbinenhaus enthält 4 Turbinen. Je 2 derselben treiben durch Winkelräder einen gemeinschaftlichen Dreiphasengenerator.

Vom Turbinenhause führt ein kurzer Unterwasserkanal zum Lechflusse zurück.

Die Turbinen sind nach Tafel XXVIII Francis-Etagenturbinen mit stehender Welle. Jede besteht aus zwei auf einer gemeinschaftlichen Welle sitzenden Turbinenrädern, welche gemeinsamen Zulauf besitzen und durch getrennte Saugschächte ins Unterwasser münden.

Die Turbinenwelle ist aus Stahl und hat zur Aufhebung der Achsialdrücke oben ein Ringspurlager. Beide Turbinen werden durch drehbare Leitschaufeln von einer gemeinschaftlichen Regulierwelle aus reguliert.

Die Einwirkung kann sowohl von Hand als auch durch einen automatischen Regulator erfolgen.

Jede Doppelturbine ist gebaut für eine Leistung von 500 PS. bei 10 $m^3/_{sk}$ Wasser und 65 $Uml/_{min}$. Je zwei derselben treiben einen Generator von 1000 PS. mit 150 $Uml/_{min}$.

Je zwei Turbinen sind ferner mit einem automatischen Regulator in der Weise verbunden, dass derselbe je nach Bedarf auf beide gleichzeitig oder auch nur auf eine allein einwirken kann.

Zur Erregung der beiden Generatoren und zur Beleuchtung der Anlage werden 2 Gleichstrommaschinen von der Vorgelegwelle mit Riemen angetrieben. Einer der beiden ist in Reserve.

Versuche, welche mit diesen Turbinen vorgenommen wurden, haben bei einer Beaufschlagung von 0,83 einen Wirkungsgrad von 82,6 Proz. ergeben. Hierbei sind die Verluste am Ein- und Auslauf sowie die durch das grosse Winkelrad erzeugte Spurzapfenreibung und die Reibungsverluste der Erreger eingeschlossen.

Elektrizitätswerk Pedro Moreno, Siguenza (Spanien)

nach Tafel XXX ist für zwei Turbinen angelegt, wovon aber eine erst erstellt ist. Dieselbe ist eine Francis-Spiralturbine für das Gefälle von 19,5 m, die Wassermenge von 0,50 $m^3/_{sk}$ und die Leistung von 100 PS. bei 750 $Uml/_{min}$ konstruiert, welche durch eine elastische Kuppelung direkt mit einem Dreiphasengenerator gekuppelt ist.

Reguliert wird die Turbine durch einen hydraulischen Regulator mit einseitig wirkenden Arbeitskolben, wie aus der Tafel XXIX deutlich ersichtlich ist. Das Druckwasser wird der Zuleitung entnommen und mittelst eines Standfilters gereinigt. Ausserdem ist noch eine Handregulierung vorgesehen, die ohne weiteres einschaltbar ist.

Die Anlage ist 1905 erbaut worden und hat durch ihre einfache Bedienung sowie präzise Regulierungsfähigkeit und hohen Nutzeffekt bei der Abnahme sehr befriedigt.

Elektrizitätswerk Kykkelsrud am Glommen (Norwegen).

Nach vollendetem Ausbau wird das Werk dem Glommen 52000 PS. entnehmen, und zwar durch 4 Turbinen à 3000 PS., 8 à 5000 PS. und 3 à 280 PS. Das Maschinenhaus ist gegenwärtig für 4 Turbinen à 3000 PS. und 3 Erregermaschinen ausgebaut, von denen 2 à 3000 PS. mit den zugehörigen Erregermaschinen erstellt sind. Escher Wyss lieferte die eine und J. M. Voith die andere 3000 PS.-Turbine mit den Erregerturbinen. Die Inbetriebsetzung erfolgte im September 1903.

Die Tafel XXXI lässt den Einbau der 3000 PS.-Turbine von J. M. Voith, Heidenheim und die folgende Tafel XXXII einen Querschnitt durch Leit- und Laufrad erkennen.*)

Um eine hochwasserfreie Lage zu erzielen, wurden Spiralturbinen mit stehender Welle gewählt. Die Triebrohrleitung hat 3000 mm l. W. und ist gegen die Turbine durch eine Drosselklappe von 2700 mm l. W. abschliessbar.

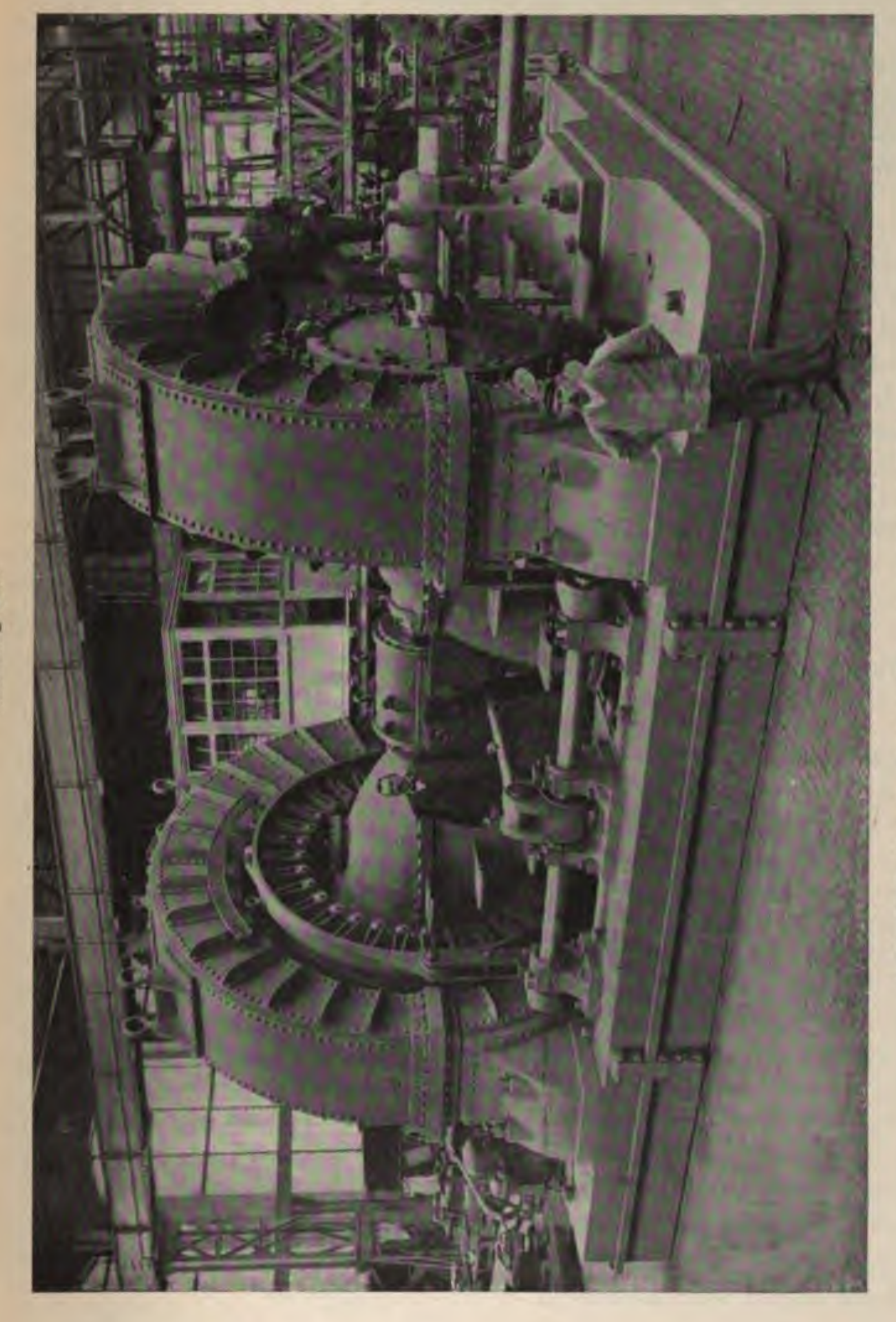
Konstruiert ist die Turbine für ein veränderliches Gefälle von 11,9 ÷ 19,5 m und eine Wassermenge von 19 $m^3/_{sk}$. Die geforderte minutliche Umlaufzahl von 150 bedingte einen Schnelläufertyp.

Der Servomotor wird durch Oeldruck betrieben und ist auf dem Spiralgehäuse gelagert. Das Tachometer und das Steuerventil stehen auf dem Dynamofussboden. Durch Heben oder Senken der Tachometerspindel kann zwecks Parallelschalten die Turbinenumlaufzahl in Grenzen eingestellt werden.

Das Gewicht der rotierenden Massen im Betrage von 32000 kg ist durch ein mit Drucköl von 15 Atmosphären entlastetes Ringspurlager aufgenommen.

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1908, S. 581 u. ff.

Abbildung 110.



11,400 PS-Turbine der Niagara-Fälle. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Karbidwerk Notodden (Norwegen).

Dieses Werk wird nach vollendetem Ausbau 4 Turbinen à 1500 PS. umfassen. Seit dem Jahre 1899 sind hiervon 2 Turbinensätze geliefert, die durch eine zirka 100 m lange Rohrleitung von 4000 mm l. W. gespeist werden und von denen jede bei einem Gefälle von 18,5 m, einer Wassermenge von 6,25 $m^3/_{sk}$, 1200 PS. bei 231 $Uml/_{min}$ leistet.

Die Turbinen sind Francis-Zwillingsspiralturbinen in direkter Verbindung mit dem Generator. Die Wasserzuführung geschieht durch ein von der Hauptleitung abzweigendes Gabelrohr von oben. Siehe die Tafel XXXIII.*) Das Gehäuse ist aus Blechen zusammengenietet und ruht, gestützt auf angenieteten Tragfüssen, auf der Betondecke des Turbinenhauses, welche mit dem am Saugrohr aufgenieteten Tragring zusammen vergossen ist. Die Turbinenwelle ruht in 3 Lagern, von denen das eine als Kammlager und die beiden anderen, zwischen denen das 5000 kg schwere Schwungrad sitzt, als Lager mit Kugelbewegung ausgebildet sind.

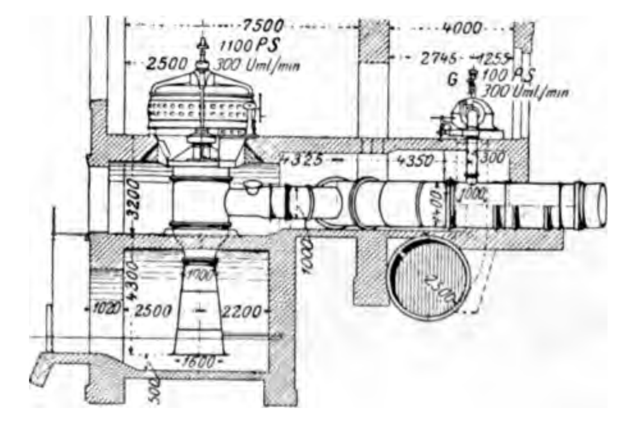
Reguliert wird die Turbine durch einen mechanischen Regulator nach bekannter Voithscher Ausführung.

Elektrizitätswerk der Ontario Power Company of Niagara Falls.

Diese Anlage entnimmt auf der kanadischen Seite dem Niagarafluss das Wasser, welches zusammen 18 Einheiten à 10000 PS. speisen soll. Bis jetzt sind seit 1903 vier Turbinen von je 11400 PS. erstellt. Es sind dieses horizontaleDoppel-Francisturbinen, nach Abb. 110, konstruiert für ein Gefälle von 53,4 m und eine Wassermenge von 18,75 $m^3/_{sk}$ bei 187,5 $Uml/_{min}$. Die getrennten Gehäuse sind aus Blechen zusammengenietet und durch aufgenietete gusseiserne Tragfüsse mit dem gemeinsamen Fundamentrahmen verschraubt. Die Turbinenwelle ist in drei Ringschmierlagern mit Wasserkühlung gelagert und direkt gekuppelt mit einem Drehstromdynamo von 12000 Volt Spannung bei 25 $Per/_{sk}$.



Abbildung 111.



Zur automatischen Geschwindigkeitsregulierung dient ein hydraulischer Regulator mit getrennter Druckpumpe. Der Servomotor wirkt vermittelst gemeinsamer Regulierwelle gleichzeitig auf beide Leitapparate.

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1903, S. 847.

Société des Mines hydroélectriques de Montbovon in Romont (Schweiz).

Die Erweiterung dieses an der Sarine gelegenen Werkes im Betrage von 5600 PS. fällt in das Jahr 1900. Die Tafel XXXIV und die Abb. 111*) zeigen eine der vier grossen 1100 PS.-Turbinen. Es ist dies der Fourneyrontyp mit Saugrohr. Die Turbine hat Rückschaufelung, arbeitet also als Grenzturbine. Konstruiert ist sie für ein veränderliches Gefälle von 57 ÷ 64 m und eine Wassermenge von 1,72 $m^3/_{sk}$, wobei die minutliche Umlaufzahl 450 beträgt. Auf der senkrechten Welle direkt aufgekeilt sitzt der Generator. Zur Entlastung der beträchtlichen Gewichte ist die Turbinenwelle beim Durchgang durch den Leitraddeckel abgedichtet, wodurch in der dem Leitrad zugekehrten Laufradringfläche eine Entlastung geschaffen wurde. Geführt ist die Welle in zwei Halslagern. Oberhalb dem unteren Halslager sitzt das Ringspurlager mit Wasserkühlung.

Reguliert wird die Turbine durch einen hydraulischen Regulator, der auf einen Spaltschieber einwirkt und sein Druckwasser der Zuleitung entnimmt. Zwangläufig mit dem Geschwindigkeitsregulator ist an die Zuleitung bei 0 noch ein Druckregulator angeschlossen. Dieser besteht aus einem Drehschieber mit Oelkatarakt. Der Drehschieber kann auch gleichzeitig von Hand bedient werden und als Wasserablass dienen.

Eine Drosselklappe, durch ein Schneckengetriebe bewegt, schliesst jede Turbine von der Triebrohrleitung ab.

Anlage Fresser der Sociedad Española de Minas, Bilbao (Spanien).

Die Turbine dieser Anlage gibt die Tafel XXXV**) wieder; dieselbe wurde im Jahre 1902 in doppelter Ausführung erstellt. Sie ist als Schwamkrugtyp für ein Gefälle von 205 m, eine Wassermenge von 0,514 $m^3/_{sk}$, 500 $Uml/_{min}$ und eine Leistung von 1050 PS. konstruiert.

Das Laufrad von 1100 mm Durchmesser ist aus Gusseisen mit aufgezogenen Schrumpfringen und fliegend auf die Dynamowelle aufgekeilt. Das Wasser wird durch ein zentrales Rohr zugeführt, das in drei um 120° versetzte Düsen endigt. Der Austrittsquerschnitt jeder Düse kann durch einen Drehschieber verengt werden. Alle drei Drehschieber sind mit der gemeinsamen Regulierwelle verbunden, welche durch einen hydraulischen Regulator mit Voithscher Verstellung der Umlaufzahl und ausrückbarer Handregulierung bewegt wird. Das Druckwasser für den Servomotor wird der Zuleitung durch ein weites Standrohr, das mitgerissenem Sand Gelegenheit zum Absetzen geben soll, entnommen und durch ein Filter nochmals gereinigt. Mit dem Geschwindigkeitsregulator steht noch ein Druckregulator, bestehend aus Freilauf mit Oelkatarakt in Verbindung.

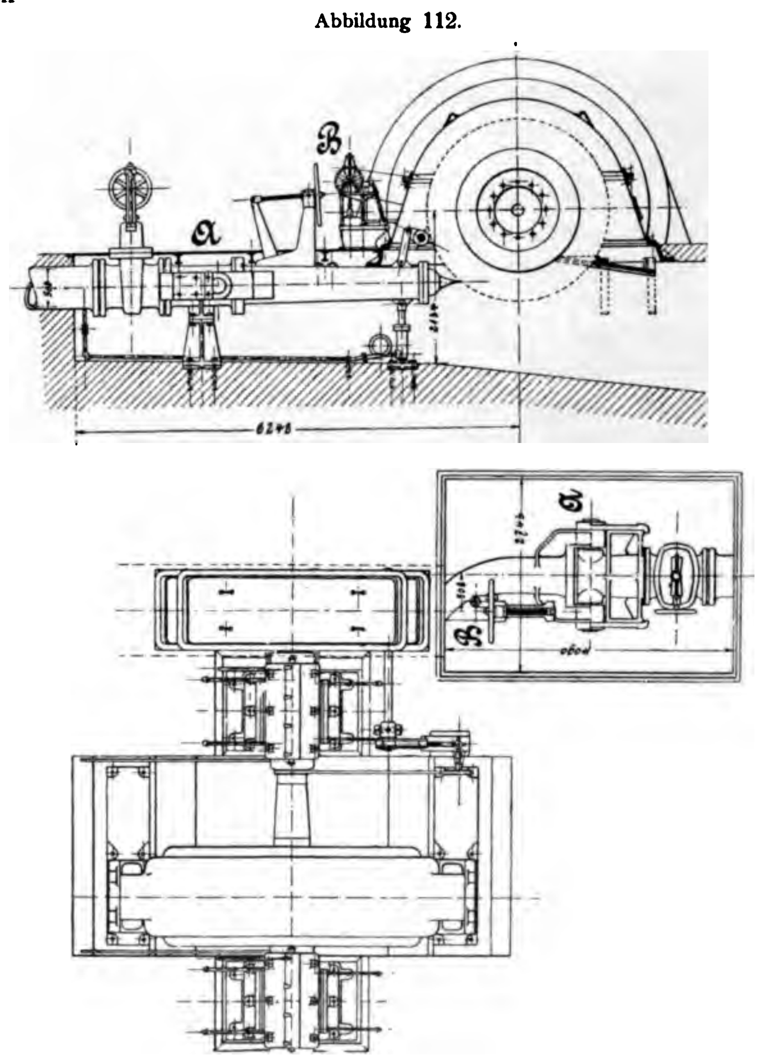
---

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1901, S. 1391.
**) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1903, S. 893.

Elektrizitätswerke Innsbruck.

Diese Werke wurden im Jahre 1899 durch zwei Turbinen nach dem Schwamkrugtyp, wie aus Tafel XXXVI*) hervorgeht, erweitert. Die eine der Turbinen

Abbildung 112.



8000 PS-Tangentialturbine (Abner Doble Company, San Francisco, Cal.).

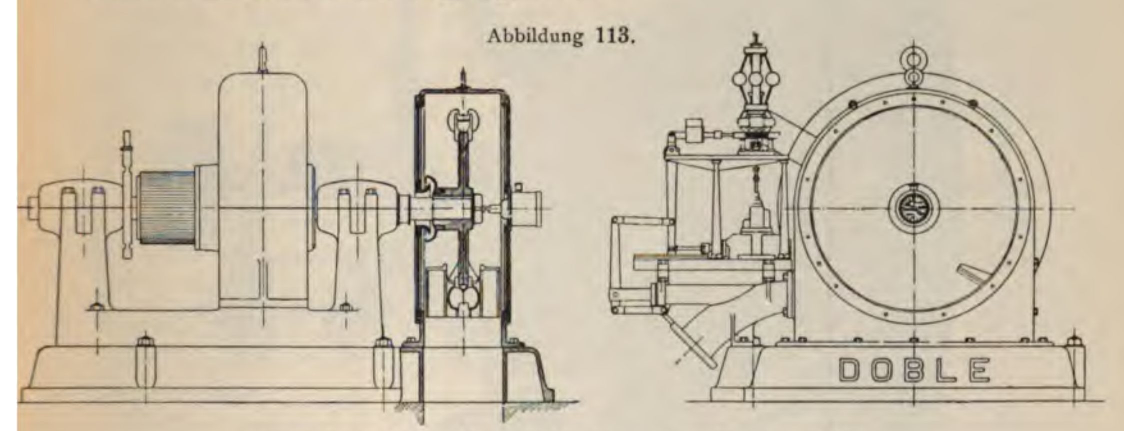
dient zur Reserve. Das Aufschlagwasser ist dem Quellengebiet des Mühlauerbaches entnommen und wird in einer Rohrleitung von 500 mm l. W. nach der Kraftstation geleitet.

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1901, S. 1388.

Die Turbine ist für ein Gefälle von 345 m und eine Wassermenge von 0,35 $m^3/_{sk}$ konstruiert und leistet 1250 PS. bei 420 $Uml/_{min}$.

Die Regulierung geschieht durch einen seitlich an das Gehäuse angebauten hydraulischen Regulator, der zur Geschwindigkeitsregulierung durch Schwenken des Leitapparates eine seitliche Strahlablenkung verursacht, wodurch gleichzeitig wegen des synchronen Wasserabflusses jede Drucksteigerung in der Zuleitung vermieden wird. Das Einströmrohr ist hierzu kurz vor dem Leitapparat gegabelt und die Gabelenden, die in einer Achse *A* liegen, in Stopfbüchsen gedichtet. Hierin ist der Leitapparat um *A* drehbar eingesetzt, was durch den Hebel *R*, welcher die Laufradachse umfasst, bewerkstelligt werden kann. Um durch den abgelenkten Wasserstrahl einen ungünstigen Seitenschub auf das Laufrad auszuschalten, ist dicht neben diesem und passend hierzu eine feststehende Ablenkvorrichtung angebracht.

Abbildung 113.



Tangentialturbine. (Abner Doble Comp., San Francisco, Cal.)

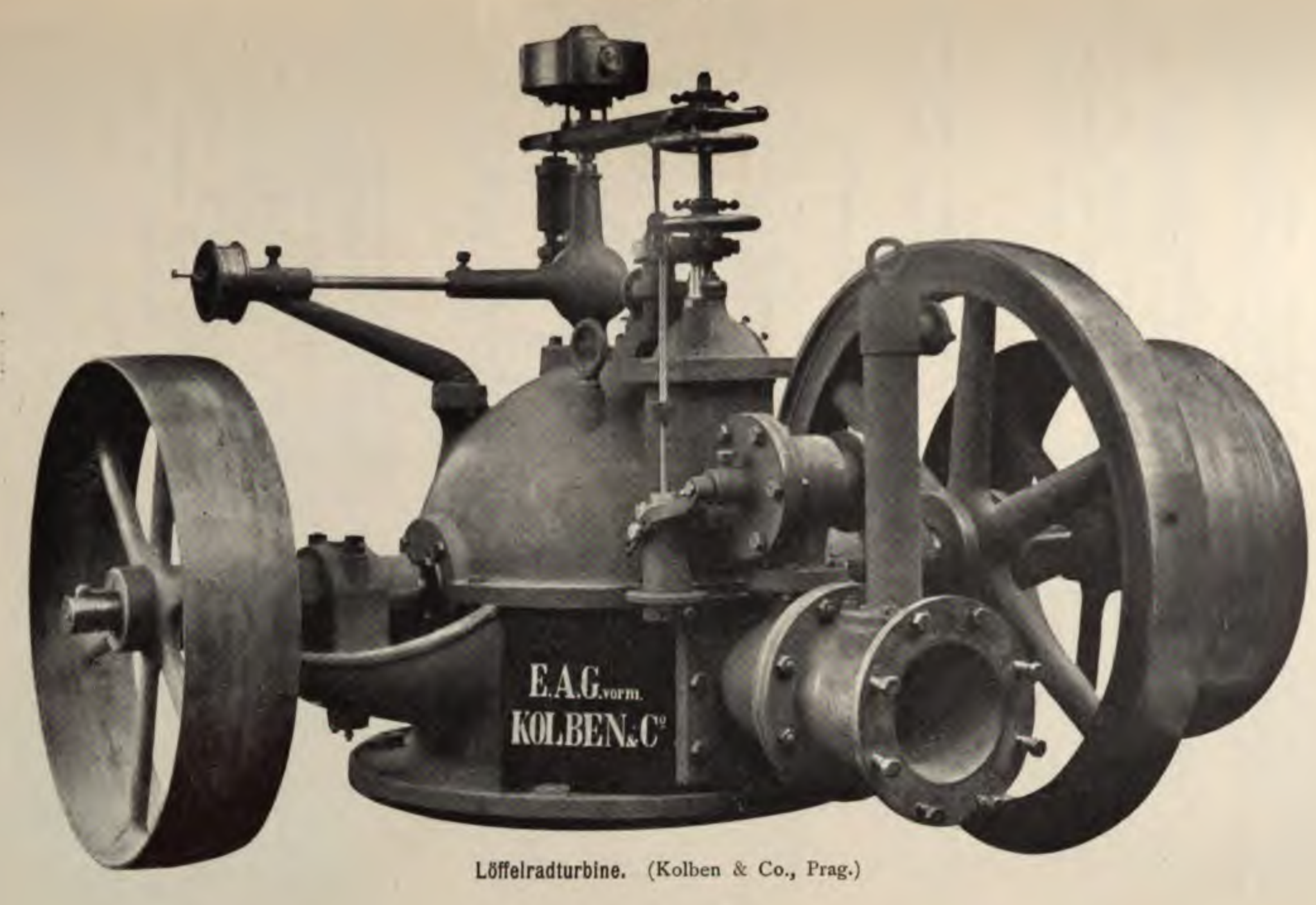
Vermittelst eines im Rücken verzahnten Bronzeschiebers, welcher sich über die Leitradzellen verschieben lässt, ist auch eine Handregulierung ermöglicht.

Die Girardteilturbine D. 800,

nach Tafel XVII, ist für ein Gefälle von 38 m, eine Wassermenge von 0,62 $m^3/_{sk}$ und eine Leistung von 280 $Uml/_{min}$ konstruiert. Sie arbeitet mit einem Sauggefälle von 4 m und ist deshalb, um das Laufrad nicht unter Wasser zu haben, mit einem automatischen Lufteintrittsapparat in dem Gehäuseraum versehen, welcher hier den Wasserspiegel nicht höher steigen lässt, wie in der Zeichnung angegeben.

Die Regulierung erfolgt durch einen hydromechanischen Regulator, System »Minetti«, der auf einen Spaltschieber wirkt. Da die Turbine sich einer stark veränderlichen Wassermenge anzupassen hat, ist noch ein Drehkolbenschieber vorgesehen, welcher dazu dient, die Zahl der offenen Leitkanäle von Hand je

Abbildung 114.



Löffelradturbine. (Kolben & Co., Prag.)

nach der vorhandenen Wassermenge einzustellen. Ausserdem hat die Turbine noch einen direkt auf die Zuleitung aufgebauten Druckregulator, der an anderer Stelle ausführlich beschrieben ist.

Die folgende Tafel XVIII gibt die Details der Leit- und Laufradschaufelung und die Anordnung des Dreh- und Spaltschiebers.

Die Wasserkraftanlage der Sillwerke bei Innsbruck.

In der Nähe des Dorfes Matrei wird das Wasser dem Sillfluss direkt und zum Teil dem Untergraben der Brennerwerke entnommen und durch einen 7 km langen Stollen dem Wasserschloss des Werkes zugeführt, nachdem es zuvor durch Hindernisse und Filter von mitgeführtem Sand gereinigt ist. Beim Eintritt in die Triebrohrleitung befindet sich noch ein weiterer Feinrechen und Drahtsieb. Die Triebrohrleitung ist in zwei Strängen von 1250 mm l. W. vorgesehen und führt in einer geraden Linie bis zum Turbinenhaus. Vorläufig ist erst eine Leitung verlegt und zwei Maschinensätze zu je 2500 PS. erstellt. Die übrigen Wasserbaueinrichtungen sind aber für die Speisung von sechs Maschinensätzen schon ausgeführt.

Jeder Maschinensatz besteht aus einer Doppellöffelradturbine von 1800 mm Strahlkreisdurchmesser, auf gemeinsamer Stahlwelle von 240 mm Lagerdurchmesser, mit direkt gekuppeltem Dynamo. Seine Leistung beträgt 2500 PS. bei 315 $\text{Uml}/_{\text{min}}$, 182 m Nettogefälle und 1,285 $\text{m}^3/_{\text{sk}}$ Wasser. Jedes Rad besitzt 21 Bronzeschaufeln, welche je drei in einem Segment zusammengegossen sind, wie aus Tafel XXXIX ersichtlich. Die Lager besitzen doppelte Ringschmierung und Wasserkühlung.

Die Leitapparate haben rechteckigen Austritts-Querschnitt und werden durch eine bewegliche Zunge reguliert. Sie sind mit einem Servomotor mit vorgesteuertem Ventil versehen, dessen Wirkungsweise aus der Tafel XXXIX hervorgeht. Ein Hartung-Tachometer besorgt das Verstellen des Versteuerungsstempels, welcher durch einen Rückführungsmechanismus in seine Mittellage zurückgebracht wird. Das Handrad an der Rückführung dient zur Einstellung der Umlaufzahl beim Parallelschalten der Dynamos.

Zwischen den Einläufen, siehe hierzu die Tafel XXXVIII, ist ein automatischer Druckregulator eingebaut. Tafel XL gibt einen Querschnitt durch diesen Apparat, der an späterer Stelle des Buches ausführlich beschrieben ist. In bezug auf die Wirkung der Geschwindigkeits- sowie Druckregulierung ist zu betonen, dass bei vollkommener Entlastung die Tourenschwankung kaum 7 % und die Druckzunahme in der Triebleitung 1,6 atm. erreichten.

Als Abschlussorgan besitzt jedes Aggregat einen hydraulisch gesteuerten und bewegten Schieber von 750 mm l. W. Das Steuerwasser hierzu sowie zu den Regulierapparaten wird von der Hauptleitung entnommen und in zwei miteinander vertauschbaren Filtern gereinigt.

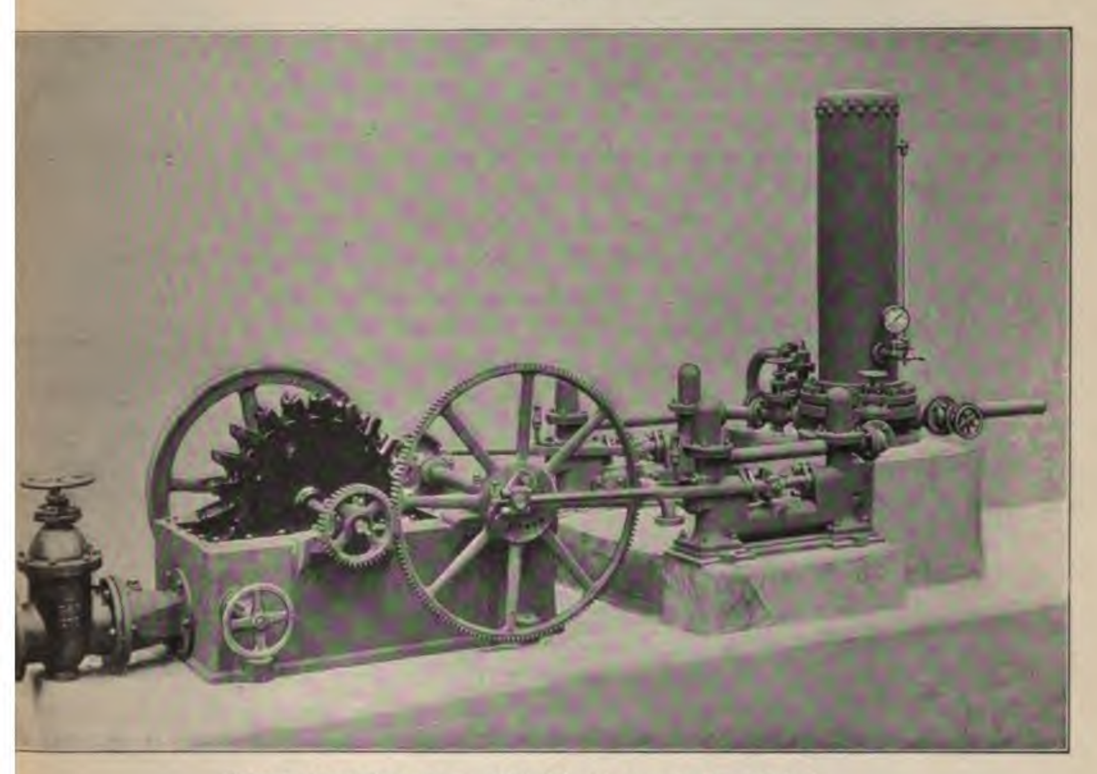
Abbildung 115.

Peltonschwungradturbine in Verbindung mit einem Luftkompressor.
(Pelton Water Wheele Comp., San Francisco, Cal.)

Die Slaba-Kraftstation der California Gas- and Electric Corporation enthält eine Tangentialturbine, in Abb. 112 dargestellt, welche bei einem Gefälle von 466,6 m, einer Wassermenge von 1,7 $m^3/_{sk}$ und einer Umlaufzahl von 400 i. min. 8000 PS. an einem Laufrad leistet. Der Strahlkreisdurchmesser beträgt 1940 mm.

Die Turbine ist mit dem Dynamo direkt gekuppelt, was durch fliegende Anordnung des Laufrades an einen Stirnflansch der Dynamowelle erzielt ist.

Abbildung **116**.



Peltonturbinen-Pumpwerk. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

Beaufschlagt wird das Rad mittelst einer Düse von 160 mm Strahldicke. Die Regulierung erfolgt durch einen hydraulischen Regulator, dessen Servomotor auf die bekannte Doble-Nadeldüse einwirkt und gleichzeitig das als Schwinge um *A* drehbare Einströmrohr so bewegt, dass der Wasserstrahl vom Rade abgelenkt wird. Auf diese Weise erzielt man einen synchronen Wasseraustritt, wodurch Druckstösse in der Zuleitung vermieden werden. Das Handrad *B* dient zum Einstellen auf eine bestimmte Wassermenge bezw. Leistung, sowie zum In- und Ausserbetriebsetzen der Turbine. Mittelst eines von Hand zu bedienenden Schiebers kann die Turbine gegen die Zuleitung abgeschlossen werden.

Abbildung 113 zeigt eine in der Anordnung gleiche Tangentialturbine von kleinerer Abmessung. Reguliert wird diese Turbine durch einen hydraulischen Regulator, der auf eine Doble-Nadeldüse einwirkt, indem die Nadel den freien Düsenquerschnitt mehr oder weniger verengt.

Die folgenden Abbildungen 115 ÷ 118 zeigen die Peltonturbine direkt gekuppelt bezw. eingebaut mit den verschiedensten Arbeitsmaschinen, als: Luftkompressor, Pumpe und Förderhaspel.

Die Peltonturbinen-Pumpwerke eignen sich vorzüglich zur Wasserversorgung hochliegender Ortschaften, wenn unterhalb derselben sich eine stärkere Quelle mit Gefälle nutzbar machen lässt. In der Anwendung dieser Pumpwerke sind zwei Fälle zu unterscheiden, je nachdem das zu fördernde Wasser der Turbinentriebleitung entnommen wird, wie Abb. 117 angibt, oder nicht. Der erstere Fall liegt für die Wasserförderung wesentlich günstiger, weil den Pumpen das Wasser unter dem Druck des Triebgefälles zufliesst und damit auf eine um so viel geringere Druckhöhe zu arbeiten haben.

Der Peltonturbinen-Förderhaspel nach Abb. 118 besteht aus einer Doppelpeltonturbine, deren Laufräder gegenläufig angeordnet sind und von je zwei Düsen beaufschlagt werden. Das eine Rad dient zum Vor-, das andere zum Rücklauf des Haspels, der durch ein Zahnrädervorgelege von der Turbine getrieben wird. Die Düsen sind Reguliernadeldüsen, deren Nadeln auf hydraulischem Wege mittelst Handhebel vom Führerstand aus betätigt werden. Die Seiltrommelbremse wird ebenfalls hydraulisch bewegt und ist in der Gegenläufigkeit der Turbinenlaufräder eine weitere Bremse gegeben.

Die Löffelradturbine D. 700

nach Tafel XXIII ist für ein Gefälle von 130 m, eine Wassermenge von 0,75 $m^3/_{sk}$ und eine Leistung von 100 PS. bei 600 $Uml/_{min}$ konstruiert. Gänzlich abweichend von der üblichen Bauart ist das Laufrad in einem zylindrischen Gehäuse mit Kugelhaube untergebracht, was als eine äusserst gelungene Konstruktion bezeichnet werden muss. Laufrad und Austrittsdüse sind durch einfaches Abheben der Haube, ohne sonstige Demontage, sofort zugänglich. Die Turbinenwelle ist sehr breit gelagert und die Lager erfordern keine besonderen Böcke noch Fundamente. Der grosse Gehäuseraum schliesst vollkommen eine Beeinträchtigung des Laufrades durch Spritzwasser aus.

Reguliert wird die Turbine durch einen hydraulischen Regulator, der auf das Gehäuse aufgebaut ist. Das Druckwasser wird der Zuleitung entnommen und durch ein Standfilter gereinigt.

Die Tafel XXII zeigt die Disposition von zwei gleichen Typen, die zum Betriebe einer elektrischen Zentrale dienen. Jede Turbine hat hier in Verbindung mit dem hydraulischen Geschwindigkeitsregulator noch einen Druckregulator, bestehend aus Drehschieber und Oelkatarakt, wie auch Abb. 114 zeigt.

An der Verzweigung der Haupttriebleitung ist ein Windkessel mit Sicherheitsventil eingeschaltet, um Drucksteigerung in der Zuleitung unschädlich zu machen und gleichzeitig in den Zweigleitungen bei verschiedener Wasserentnahme einen möglichst gleichen Druck zu erhalten.

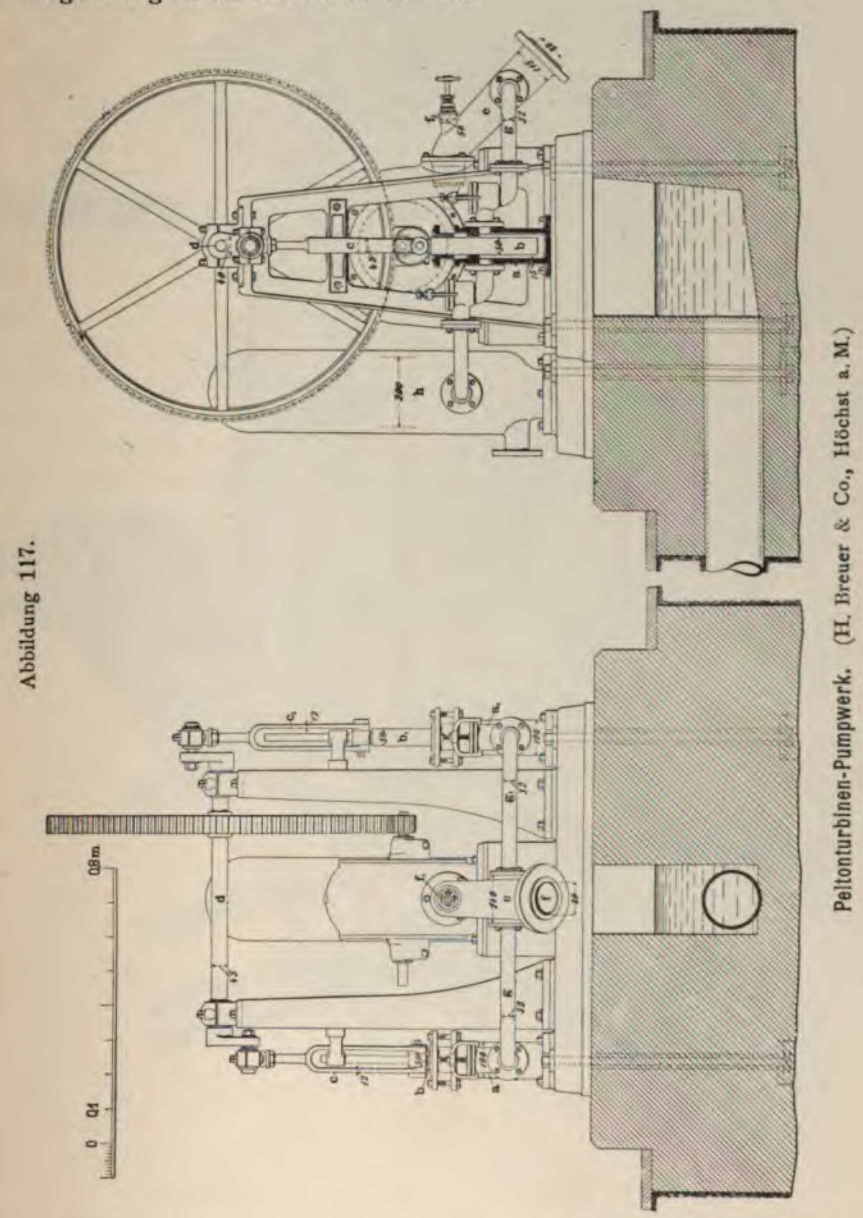
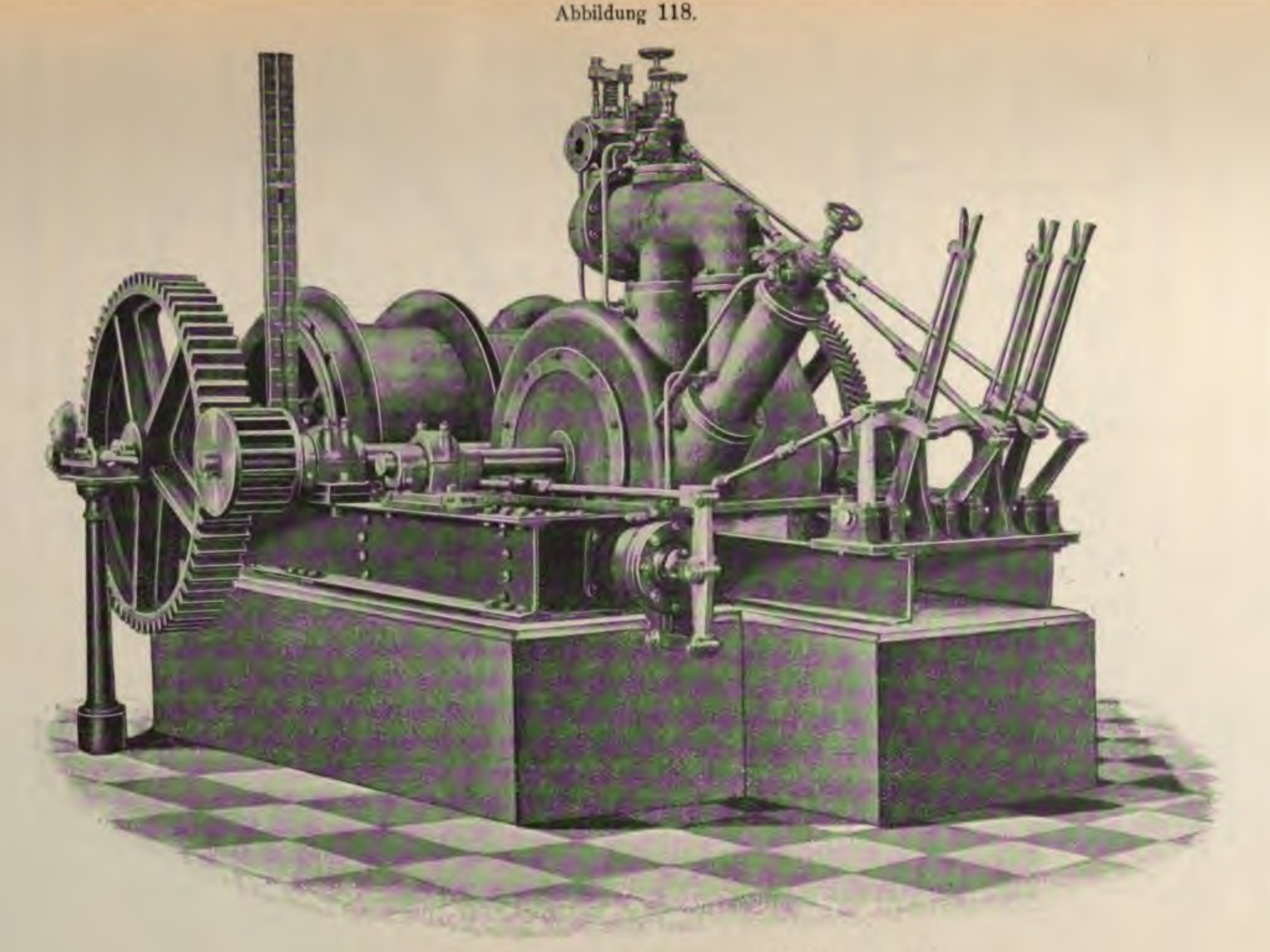


Abbildung 117.

Peltonturbinen-Pumpwerk. (H. Breuer & Co., Höchst a. M.)

Auf Tafel XXIV ist noch das Turbinenlaufrad und auf Tafel XXV der Steuerkolbenschieber des Regulators im Detail dargestellt.

Abbildung 118.



Peltonturbinen-Förderhaspel. (H. Breuer & Co., Höchst a. M.)

Isarwerke-Gesellschaft mit beschränkter Haftung, München, Zentrale Höllriegelsgereuth.

Diesem Werke steht ein effektives Gefälle von 3,5 m und eine Gesamtwassermenge von 55 $m^3/_{sk}$ zur Verfügung, welche zur Erzeugung elektrischer Energie für Kraft und Licht ausgenützt wird. Seine Errichtung fällt in das Jahr 1894.

Die Anlage enthält 4 Einheiten von je 475 PS bei 35 $Uml/_{min}$. Jede derselben besteht aus einer Turbine System Jonval, welche durch Winkelräder auf ein Vorgelege treibt, und einem mit diesem direkt gekuppelten Dynamo. Siehe die Tafel XXXVII.

Die Geschwindigkeitsregulierung erfolgt durch einen mechanischen Regulator oder von Hand. Das Regulierorgan der Turbine besteht in ventilierten Leitradsektoren mit hohlen Charnieren, welche eine Abdeckung bis zum halben Wasserquantum erlauben.

Die ausbalancierte Ringschütze, welche am Austritt des Fallrohres angebracht ist, dient zum Einstellen auf eine bestimmte Wassermenge und zum Anlassen sowie Stillsetzen der Turbine.

Neuzeitlich würde letztere Wasserkraft durch eine Francisturbinenanlage ausgenützt werden.

III. Abschnitt.

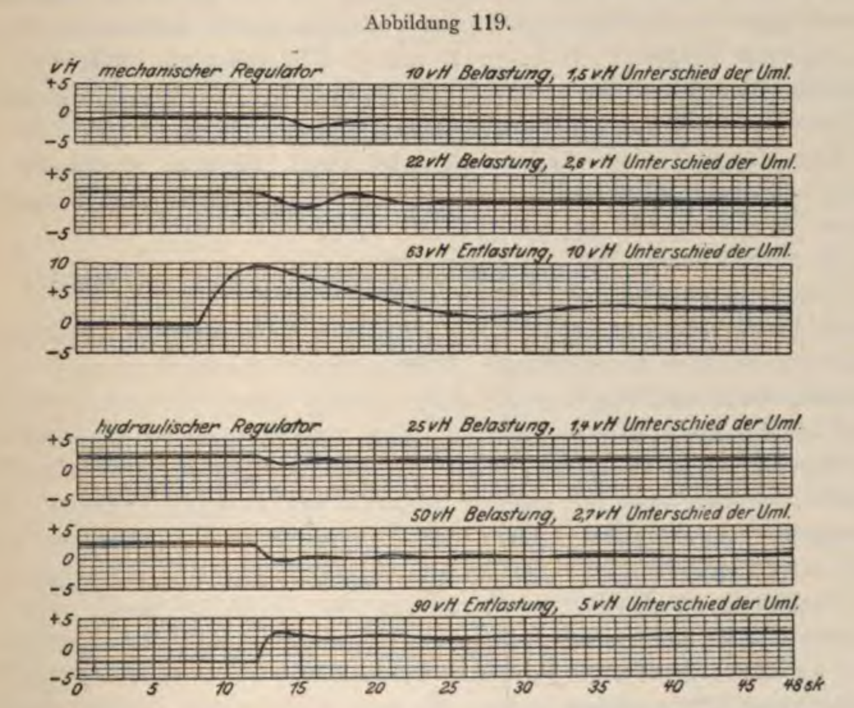
Regulierung der Turbinen.

§ 25.

Allgemeines über Regulatoren.

Alle Reguliermittel bezwecken, innerhalb der betreffenden Maschine, unter Beibehalten der gleichen Geschwindigkeit, einen Ausgleich zwischen der motorischen Arbeit und der Arbeit der Nutzwiderstände zu erzielen. Erschwert wird die Lösung dieses Problems durch die gleichzeitige Veränderung, welche die motorische Kraft P und der Nutzwiderstand W erleiden. Aber selbst bei

Abbildung 119.



gleichem P und W treten innerhalb der Maschine noch schädliche Widerstände auf, die ein Schwanken der Geschwindigkeit c, gegeben durch die Umlaufzahl, verursachen.

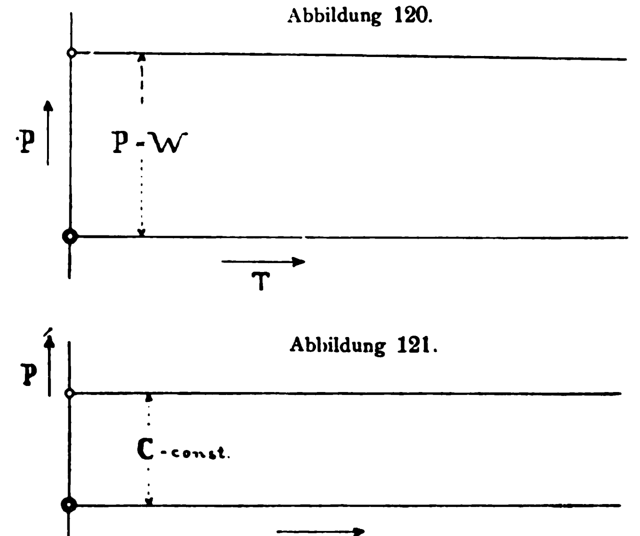


Abbildung 120.

Abbildung 121.

Da weiter alle Regulatoren von der eigenen Maschine angetrieben werden, so kann erst nach dem Vorhandensein einer Ungleichförmigkeit ein regulierendes Eingreifen des Regulators erfolgen. Je nachdem man den Zeitpunkt des Eingreifens bestimmt, ergibt sich der Ungleichförmigkeitsgrad δ der Maschine. Allgemein versteht man unter dem Ungleichförmigkeitsgrad das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit zur mittleren. Die Garantien für Turbinenregulatoren geben im Mittel an, dass bei plötzlichen Belastungsschwankungen von 10, 25 und 50% der Vollbelastung, die auftretenden Tourenschwankungen höchstens $\pm$ 1, $\pm$ 3 und $\pm$ 6% betragen. Wie weit man bei Turbinen mit δ zur Zeit heruntergegangen ist, zeigen die Versuchsdiagramme von Turbinenregulatoren unserer Abb. 119.

Der Vorgang einer Regulierung wird durch folgende graphische Darstellung allgemein klargestellt. Ausgehend von dem Beharrungszustand der Turbine ist $P = W$ und infolge der ausgleichenden Wirkung der Schwungmassen die Geschwindigkeit c = const. Tragen wir nun P und c als Ordinaten mit der zugehörigen Zeit T als Abszissen auf, so ergeben sich die Abb. 120 und 121, welche den Beharrungszustand veranschaulichen. Tritt jetzt eine plötzliche Entlastung der Turbine ein, dann entsteht ein Ueberschuss an Kraft ($P—P'$), wie aus Abbildung 122 zu ersehen ist, und ohne Eingreifen des Regulators würde die Turbine immer schneller laufen, wie

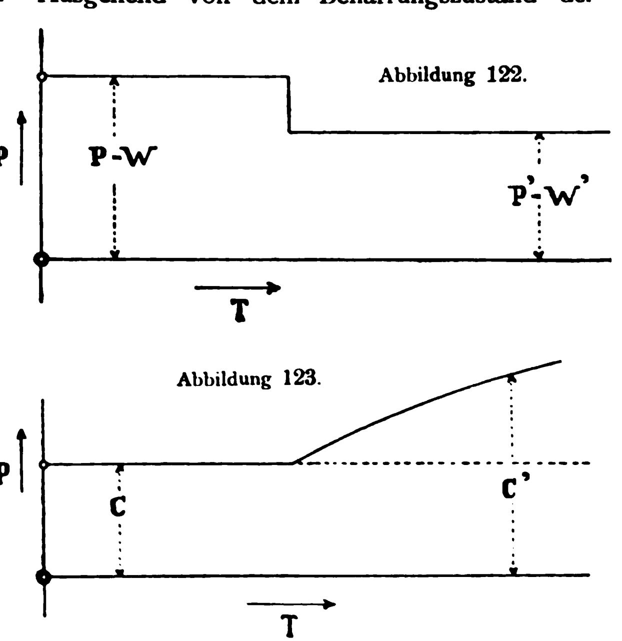
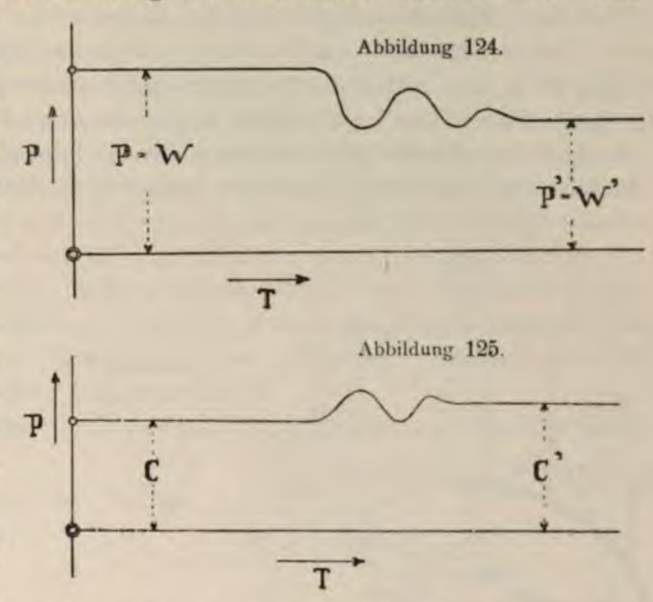


Abbildung 122.

Abbildung 123.

Abbildung 123 zeigt. Der Idealfall für die Wirkung des Regulators würde der sein, dass nach Störung des Beharrungszustandes sofort wieder $P' = W'$ und $c =$ const erhalten bliebe. Siehe Abbildung 123 die punktierte Linie. In Wirklichkeit trifft dies aber nicht zu. Der Uebergang von einer Arbeitsleistung zur andern findet vielmehr durch Oszillation statt. Ausserdem wird die mittlere Geschwindigkeit eine andere. Das wirkliche Diagramm erhält dann ungefähr das Aussehen nach Abbildung 124 bezw. 125; vergleiche auch die Versuchsdiagramme nach Abbildung 119 hierzu. Eine Regulierung ist also um so besser, je kleiner die Schwankungen sind und je näher die Geschwindigkeit c vor der Regulierung an diejenige nach der Regulierung (c') herankommt.



§ 26.

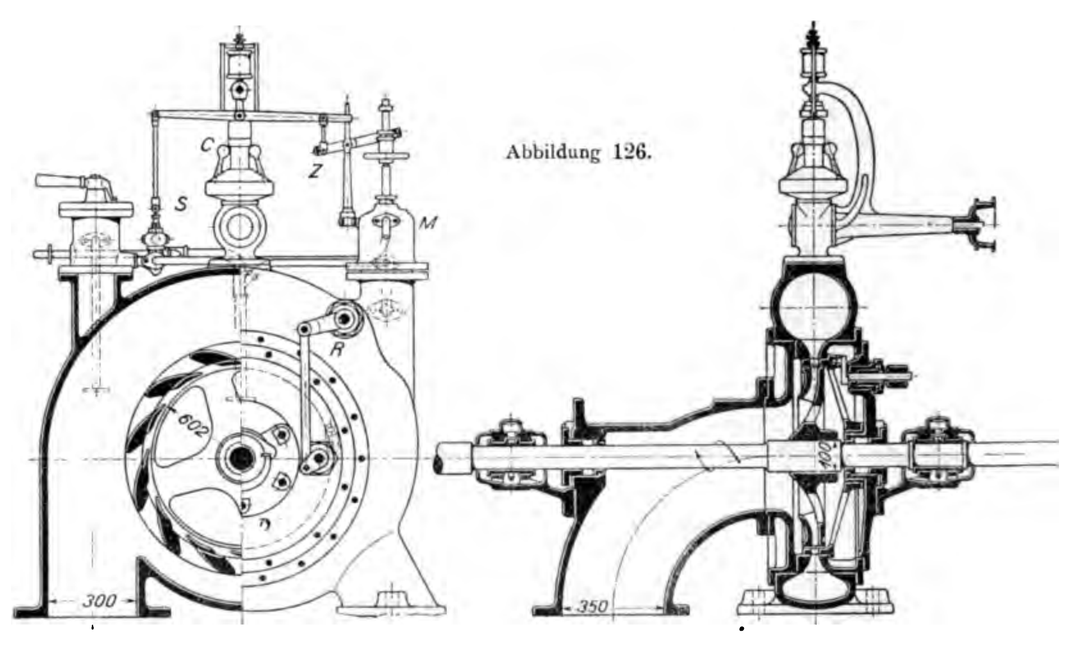
Die Kraftregler.

Da die Turbine meist direkt mit der Dynamomaschine gekuppelt wird, ist ihre Regulierfähigkeit eine Hauptfrage. Man verlangt, dass die Turbine die unvermeidlichen Störungen während ihres Ganges und die Geschwindigkeitsveränderungen bei verschiedener Belastung selbsttätig ausgleicht unter Berücksichtigung eines hohen Nutzeffektes. Erstere Anforderung kann befriedigend erfüllt werden. Dagegen harrt letztere, welche den ökonomischen Wert der Anlage bestimmt, besonders bei den Ueberdruckturbinen noch der Verbesserung.

Im Hinblick auf die Tatsache, dass die Turbine bei normaler Tourenzahl den besten Nutzeffekt liefert, ist eine Regulierung erwünscht. Turbinen ohne Regulatoren sind deshalb veraltet. Allerdings kann ein Fall eintreten, bei welchem die Regulierung der Turbine überflüssig erscheint. Das ist im gemischten Betriebe, bei welchem noch ein zweiter regulierbarer Motor, zum Beispiel eine Dampfmaschine, auf dieselbe Transmission arbeitet. Hier übernimmt dann die Dampfmaschine die ganze Regulierung, und die grobe Kraftregulierung der Turbine geschieht durch einfaches Heben oder Senken der Einlasschütze.

Für die verschiedenen Turbinentypen haben sich mannigfache Variationen der Reguliervorrichtungen ergeben, welche sich in die zwei Hauptklassen der Kraft- und Widerstandsregler einteilen lassen.

Bei den Kraftreglern führt eine rotierende Masse bei Veränderung der Geschwindigkeit infolge der Zentrifugalkraft eine Bewegung aus, welche sich auf ein den Kraftzufluss regulierendes Organ überträgt. Jeder Kraftregler besteht demnach aus einem Tachometer oder Zentrifugalpendel, dem Regulierorgan der Turbine und dem Zwischengetriebe beider, dem Stellzeug.



Francisspiralturbine mit Zodelschem Gitterschieber und hydraulischem Regulator.
(Escher, Wyss & Co., Zürich.)

Bewirkt die Energie des Tachometers die Bewegung des Regulierorganes unmittelbar, dann spricht man von einem direkt wirkenden Kraftregler. Für grössere Ausführungen genügt diese Kraft nicht mehr, weil der Widerstand der Regulierorgane zu gross ist; man muss dann eine Hilfskraft hinzuziehen und erhält so den indirekt wirkenden Kraftregler.

Die Hilfskräfte können mechanischer, hydraulischer, pneumatischer und elektrischer Natur sein. Demnach unterscheidet man indirekt wirkende Turbinenregulatoren mit mechanischem, hydraulischem, pneumatischem und elektrischem Servomotor.

Die Güte des Regulators ist abhängig von der Schnelligkeit seines Arbeitens und der Präzision, mit welcher das Tachometer die Bewegung des Servomotors einleitet. Die Wertung eines Regulators geschieht daher nach der Grösse seiner

Schlusszeit. Man versteht hierunter diejenige Zeit, die nötig ist, die ganze Turbinenleistung abzuschützen, d. h. die Turbine von »voll auf« bis »ganz zu« einzustellen. Je kleiner die Schlusszeit ist, um so geringer werden die Geschwindigkeitsschwankungen und damit die nötigen Betriebsschwungmassen. Die mechanischen Regulatoren haben die grösste Schlusszeit, ungefähr 6 ÷ 25 Sekunden. Ueber elektrische und pneumatische liegen keine verlässlichen Angaben vor. Die hydraulischen Regulatoren stehen nach Güte und Häufigkeit der Anwendung oben an. Ihre Schlusszeit beträgt 2 ÷ 10 Sekunden. Während die mechanischen Regulatoren nur ruckweise regulieren, arbeiten die hydraulischen kontinuierlich, entsprechend der Stellung des Steuerventils. In der Abb. 119 sind die mit einem Tachographen aufgenommenen Reguliergeschwindigkeiten eines mechanischen und hydraulischen Turbinenregulators bei verschiedenen Be- und Entlastungsfällen dargestellt. Deutlich geht hier die Ueberlegenheit des hydraulischen über den mechanischen Regulator hervor.

Jeder indirekt wirkende Turbinenregulator setzt sich aus folgenden Hauptbestandteilen zusammen:

1. Regulierorgan der Turbine,
2. Tachometer,
3. Hilfskraft,
4. Stellzeug,
5. Rückführung.

In der Abb. 126, welche eine hydraulisch regulierte Francisturbine darstellt, haben wir unter dem Regulierorgan (1.) den Zodelschen Gitterschieber zu verstehen. Das Tachometer (2.) sehen wir mit C bezeichnet. Die Hilfskraft (3.) ist hier hydraulischer Natur und kommt in dem Servomotor M zur Wirkung, welcher durch das Ventil S gesteuert wird. R ist das Stellzeug (4.) und überträgt die Bewegung des Servomotors auf das Regulierorgan, den Gitterschieber. Das Gestänge Z ist die Rückführung (5.), welche das Steuerventil jedesmal wieder in seine Mittellage bringt.

Im folgenden seien die fünf Hauptbestandteile des indirekt wirkenden Turbinenregulators eingehend behandelt.

Erstens: **Das Regulierorgan der Turbine.**

Die Art seiner Wirkung besteht im Prinzip darin, den Leitradaustrittsquerschnitt, durch den das Wasser in das Laufrad tritt, zu verkleinern. Abgesehen von der Trägheit des Wassers, liegt es in der Natur der Sache, dass eine gewisse Zeit verstreicht, ehe die Wirkung seiner Funktion sich bemerkbar macht. Im günstigsten Falle beträgt diese Zeit, um von voll »auf« bis »zu« zu regulieren, 2 Sekunden. Theoretisch besteht die Regulierung für Ueberdruckturbinen darin, dass die Spaltdrucke h_0 und h_1 geändert werden. Man bezeichnet sie deshalb als »Spaltdruckregulierung« im Gegensatze zu der »Zellenregulierung« der Druck-

turbinen, wo nur einzelne Zellen abgeschlossen werden, ohne dass hierbei der Spaltdruck, welcher hier $h_0 = h_1 = p$ dem Atmosphärendruck ist, geändert wird.

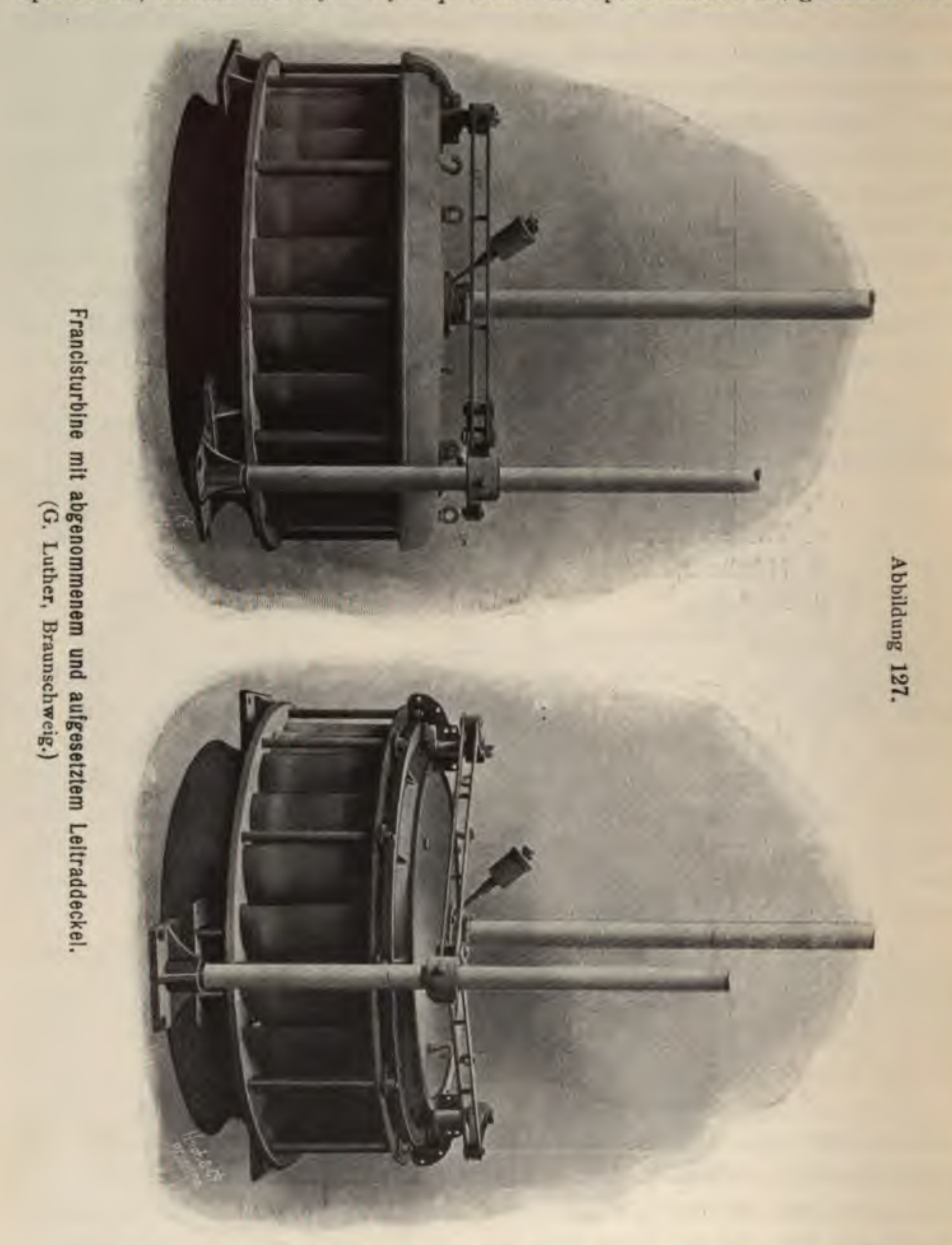


Abbildung 127.

Francisturbine mit abgenommenem und aufgesetztem Leitraddeckel.
(G. Luther, Braunschweig.)

Jede Spaltdruckregulierung verlangt also, dass das Gefälle am Motor unverändert bleibt und nur auf die der Turbine zuzuführende Wassermenge regulierend eingewirkt wird. Es empfiehlt sich deshalb, mit jedem automatischen

Turbinenregulator zwangläufig einen Wasserstandsregulator zu verbinden und ausserdem noch einen Wasserstandsmelder vorzusehen, um das jeweilige Aufschlaggefälle überwachen zu können.

Eine einfache, gute Ausführung eines elektrischen Wasserstandsmelders ist folgende: In einem Blechgehäuse der Turbinenkammer befindet sich ein Schwimmer aus Kupferblech. Dieser trägt eine schwache eiserne Stange, welche von zwei Messingrollen in einiger Höhe über Oberwasserspiegel geführt wird. Auf der Schwimmerstange sind noch zwei Kontaktschleiffedern in einem Abstand, entsprechend dem zulässig höchsten und tiefsten Wasserstand, aufgelötet. Der Teil zwischen den zwei Kontaktfedern ist mit Hartgummi isoliert, die

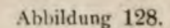
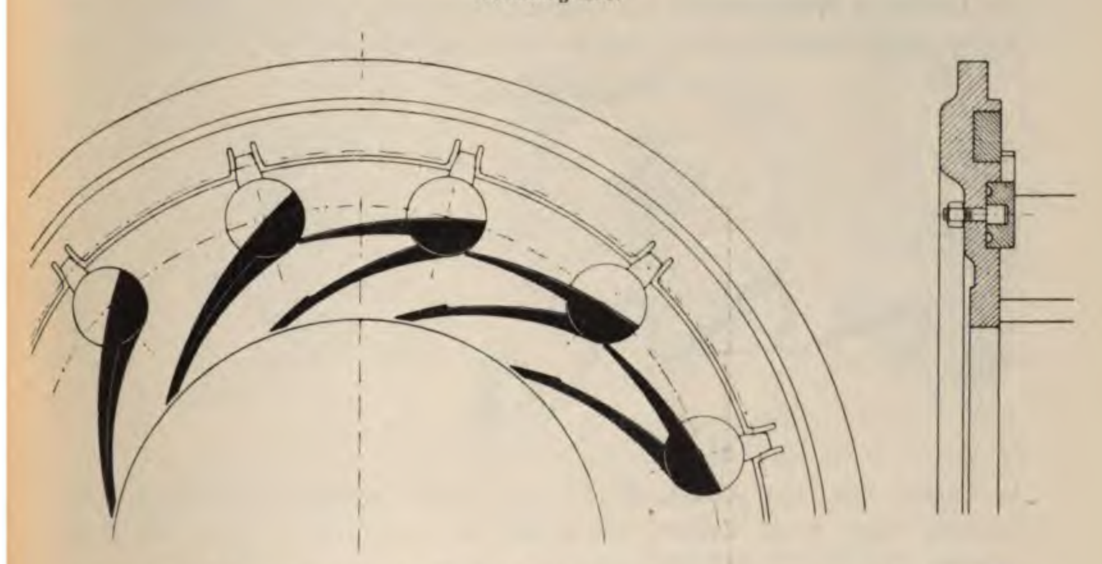


Abbildung 128.



Stange mit dem einen und die Kontaktrollen mit dem andern Draht eines elektrischen Läutwerkes verbunden. Verändert sich der Wasserspiegel in der Turbinenkammer um einen gewissen Betrag, dann kommt die eine oder die andere Kontaktfeder mit den Rollen in Berührung und betätigt das Läutwerk. Bei der Francis-Schachtturbine mit horizontaler Achse bringt man einfach in die an den Maschinenraum angrenzende Wand der Turbinenkammer ein Wasserstandsglas an, wodurch der Wasserstand immer direkt sichtbar ist.

Die Verengung des Leitradaustrittsquerschnittes bezw. Laufradeintrittsquerschnittes kann nun erzeugt werden durch:

a) verstellbare Leitradschaufeln.

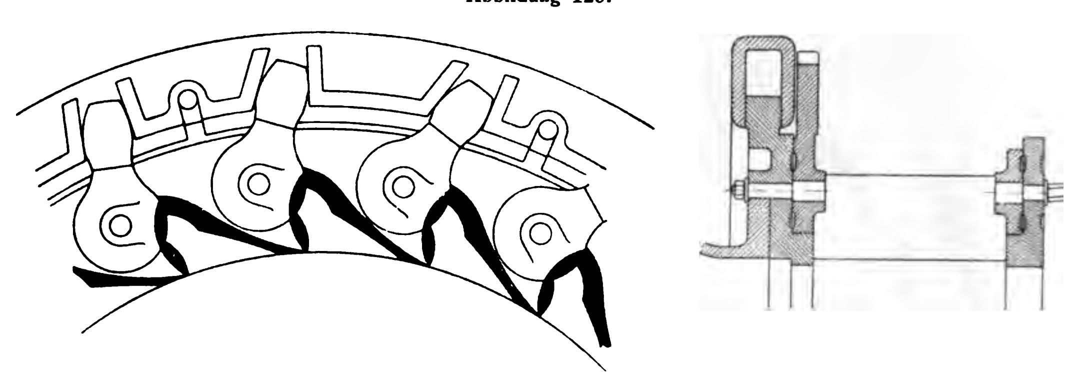
Diese Art, von Professor C. Fink zuerst in Vorschlag gebracht, steht, was ihre Güte betrifft, obenan. Verwandt wird sie nur bei der Francisturbine. Für die praktische Ausführung siehe die Konstruktionstafeln. Ihre Einrichtung

ist kurz folgende: Leitradschaufeln sind um Zapfen drehbar angeordnet, welche in einen zur Turbinenachse konzentrisch verschiebbaren Ring eingreifen, durch dessen Drehung der Leitapparat in wenigen Sekunden vollständig geöffnet oder geschlossen werden kann. Hierbei wird allerdings der Eintrittswinkel etwas verändert, was aber ohne grossen Nachteil ist. Theoretisch richtig würde erst die Regulierung arbeiten, wenn sich gleichzeitig mit der Verengung des Eintrittsquerschnittes auch der Austrittsquerschnitt des Laufrades im selben Verhältnis änderte. Nach dieser Hinsicht dürfte noch eine Verbesserung möglich sein. Verschiedene Konstrukteure haben sich auch mit diesem Gegenstand schon beschäftigt, ohne jedoch einen durchschlagenden Erfolg zu zeitigen.

Die Maschinenfabrik von G. Luther, A.-G. zu Braunschweig, legt die Lenker in Aussparungen des oberen Leitradkranzes, D.R.P. 128878. Zuerst waren diese Aussparungen in sich geschlossen, doch hat die genannte Firma



Abbildung 129.



in neuerer Zeit, wie Abbildung 127 zeigt, diese Aussparungen nunmehr im Interesse einer guten Zugänglichkeit und Reinigung nach aussen hin offen gelassen.

Eine Variation der Drehschaufel nach Fink ist diejenige von Schad, nach Abb. 128. Hier sind die Schaufeln aufgeschnitten und tragen oben und unten zylindrische Ansätze, welche mit einem zahnartigen Fortsatz in den Regulierring hineingreifen. Der Regulierring in Abb. 129 ist in einem Hohlring verschiebbar und läuft auf Rollen.

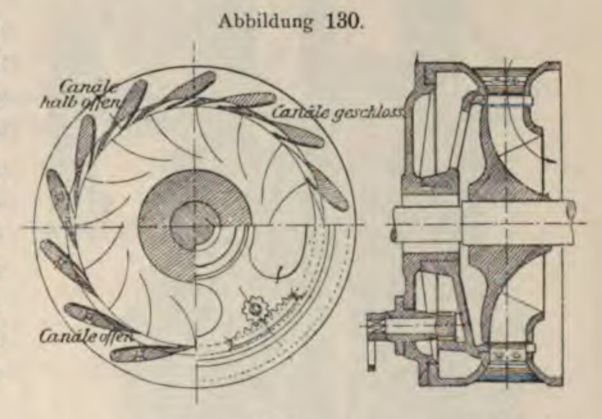
b) Gitterschieber,

zur Regulierung der Francisturbine benutzt. Seine Beweglichkeit ist nicht so leicht, wie die der Drehschaufel. Auch ist er einer relativ grösseren Abnützung unterworfen, welche leicht zu Spaltverlust Anlass geben kann. Zodels Gitterschieber besteht aus einem zwischen Leit- und Laufrad drehbaren Ring, dessen Verbindungsstege bei voller Oeffnung die Fortsetzung der festen Leitradschaufeln bilden. Diese Schaufelstücke, siehe die Abb. 130, bilden mit dem Ringschieber ein Ganzes, so dass sie an jeder Bewegung desselben teilnehmen müssen.

Mit jeder Linksdrehung des Ringschiebers erfolgt eine Verkleinerung sämtlicher Leitzellenquerschnitte bis zum vollen Schluss und bei jeder Rechtsdrehung eine Vergrösserung dieser Querschnitte, die bis zur vollen Oeffnung bewirkt werden kann, ohne eine grössere als dem Abstand zweier Leitschaufeln voneinander entsprechende Winkelbewegung ausführen zu müssen. Vermittelt wird diese Bewegung durch ein Getriebe, welches in ein am Schieber befestigtes kurzes Zahnsegment eingreift, wie die Abb. 130 zeigt.

Um aber in den verschiedenen Schieberstellungen eine gute Wasserführung zu erhalten, sind an den festen Leitschaufeln, die Fortsetzung der inneren Flächen derselben bildend, Zungen von dünnem Stahlblech befestigt, welche bis an das Laufrad heranreichen.

Abbildung 130.



Zur Orientierung des Lesers sind in letzterer Abbildung drei verschiedene Schieberstellungen dargestellt, und zwar wird man bemerken, dass einige Leitzellen voll, einige ungefähr halb geöffnet und einige ganz geschlossen sind. Dass aber gleichzeitig verschiedene Schieberstellungen in Wirklichkeit nicht vorkommen können, bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung.

G. Luther, Braunschweig, ordnet den Gitterschieber am äusseren Radumfang an und erzielt durch Drehen einer halben Schaufelteilung eine Veränderung des Leitradzellenquerschnittes von Voll bis Null.

c) Zylinderschützen für Radial-Ueberdruckturbinen.

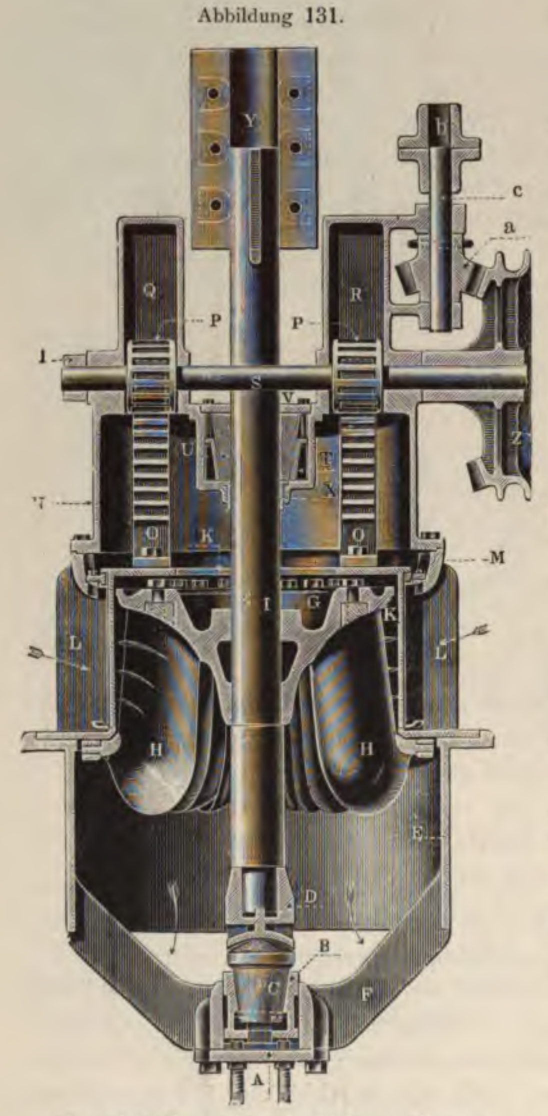
Am äusseren Laufradumfang oder im Spalt ist ein gusseiserner oder metallener Zylinder angebracht, welcher um die Radhöhe gehoben oder gesenkt werden kann, zur Erzielung einer gewünschten Querschnittsverengung. Ist der Zylinder aussen angeordnet, so verursacht die Abschützung einen erheblichen Druckverlust. Das Güteverhältnis dieser Regulierung ist das gleiche, als wenn im Saug- oder Fallrohr durch irgend eine Drosselvorrichtung ein Abschluss bewirkt wird. Die Zylinderschütze im Spalt, wie in Abbildung 131 angeordnet, zeigt ein besseres Güteverhältnis. Bei beiden Anordnungen jedoch ist der Verschleiss im Vergleich zu den besprochenen Regulierorganen relativ am grössten.

d) Stechschieber für Achsialturbinen.

Zwei oder drei Vertikalschieber hängen an einer gemeinsamen Zugstange, die mittels eines Regulierkranzes mit gebrochener Nute gehoben oder gesenkt

werden können und dadurch einen Zellenabschluss herstellen. Die Abbildungen 132 und 133 zeigen die praktische Ausführung einer Stechschieberregulierung.

Abbildung 131.



Francisturbine mit Spaltschieberregulierung.
(Singrün frères, Epinal.)

e) Drehklappen für Achsialturbinen.

Eine Klappe schliesst zugleich zwei Zellen ab, wobei der Eintrittswinkel geändert wird. Entweder werden die Drehklappen einzeln vom oberen Boden der Turbinenkammer aus gehandhabt, oder es werden alle Klappen durch einen Regulierungsmechanismus verbunden und für Hand- oder automatischen Betrieb eingerichtet. Die zum Abschluss gelangenden Leitradzellen sind ebenfalls, wie bei dem vorhergehenden Regulierorgan mit Ventilation zu versehen.

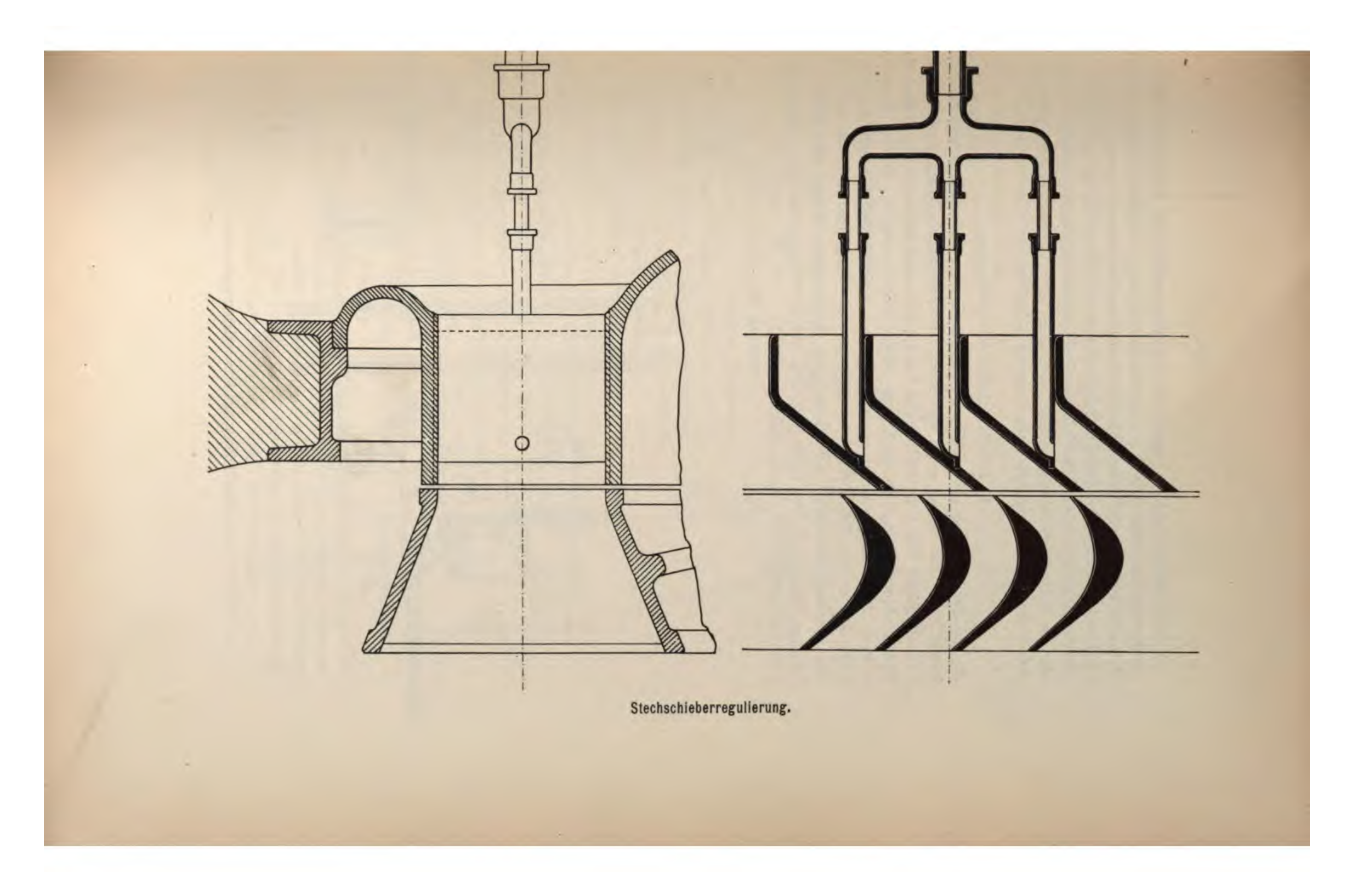
f) Rundschieber für Achsial- und Radialturbinen.

Jedesmal bewegt sich ein Schieber über das Leitrad und schliesst die einzelnen Leitzellen nacheinander ab. Der Schieber kann einen halben oder ganzen Umfang bedecken und ist alsdann als Flach-, Hauben- oder Ringschieber auszubilden. Die Anwendung ist veraltet, zumal der Verschleiss sehr gross ist. Vergl. auch die Abb. 104.

g) Klappen für Achsialturbinen.

Sie sind mit Scharnier auf dem Leitrad befestigt und decken ebenfalls eine bis zwei Zellen gleichzeitig ab. Ihre Betätigung erfolgt mittelst Zugstange meist nur von Hand, wie es die Abbildung 134 zeigt.

Zur Ventilation werden die Scharnierbolzen durchbohrt und zur Zugstange wird ein Rohr verwandt.



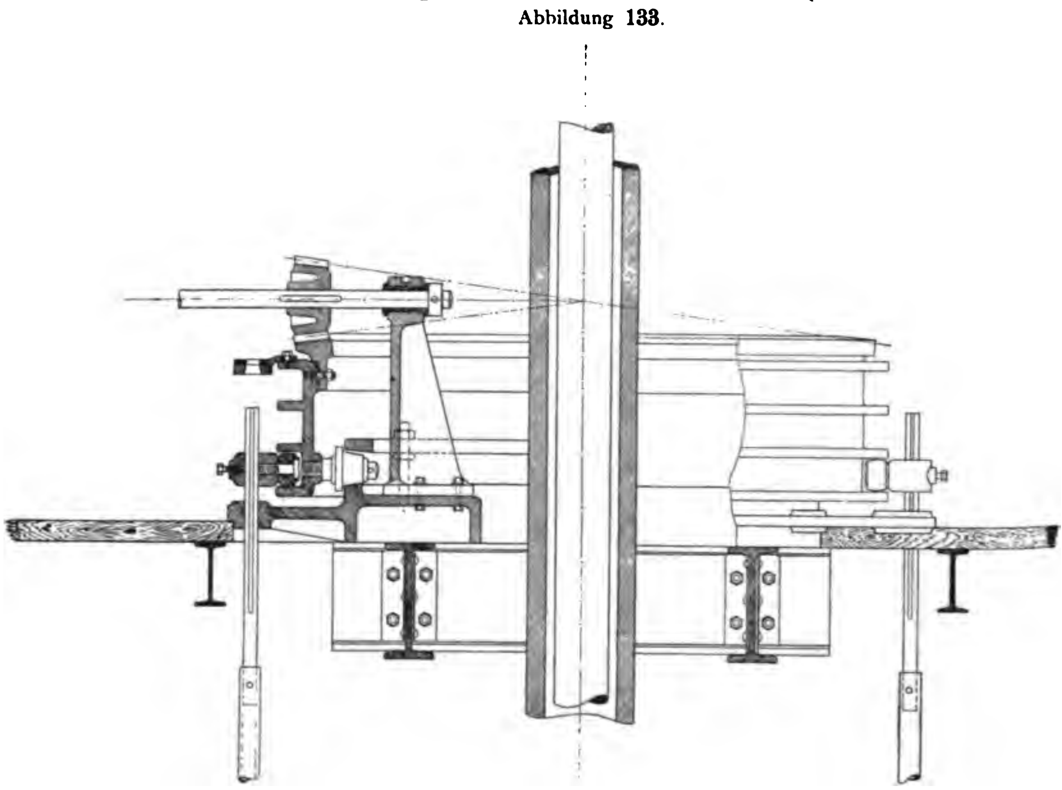
Stechschieberregulierung.

Alle unter d bis g erwähnten Regulierorgane sind mehr oder weniger veraltet und arbeiten nur für Druckturbinen richtig. Dagegen lassen sich bei Ueberdruckturbinen Stossverluste nicht vermeiden; denn wenn die den geschlossenen Leitkanälen entsprechenden Laufkanäle unter die offenen Leitkanäle treten, so muss in jenen erst wieder die Ueberdruckwirkung des Wassers hergestellt werden, ehe ein richtiger Strömungszustand vorhanden ist. Dieser Vorgang wiederholt sich beständig und erzeugt einen dauernden Verlust.

h) Die Hochdruckregulierung,

die nur zur Regelung einer kleinen Wassermenge von hohem Druck in Betracht kommt. Sie hat einige, meist nur einen Leitkanal zum Abschluss zu bringen. Die Abbildung 135 zeigt solch einen Leitapparat einer Schwamkrugturbine. Bei Peltonturbinen führt man auch, wie schon früher erwähnt, in die Austrittsöffnung der Düse von hinten einen Stempel ein, welcher diese verengt. Abb. 136 zeigt eine andere Ausführung des Leitapparates. Vergleiche auch die betreffenden Konstruktionstafeln. Eine sehr gute Regulierung erzeugt die Düse von Singrun frères in Epinal nach Abb. 137. Strahlrichtung und Mitte bleiben hier auch bei verändertem Strahl gleich.

Abbildung 133.



Regulierkranz zur Stechschieberregulierung.

Die Zeitgrenze, innerhalb welcher die Hochdruckregulierung zur Wirkung kommen soll, darf nicht zu klein gewählt werden. Denn durch einen momentanen Abschluss treten in der meist langen Rohrleitung Wasserstösse auf, die leicht Rohrbrüche im Gefolge haben. Zu verhüten sind die Wasserstösse durch Einbau von Wasserdruckregulatoren, wie solche in § 32 näher behandelt sind. Der auch übliche Behelf mit Windkessel und Standrohre erzeugt in der Triebleitung schwingende Bewegungen der Wassersäule, was die Regulierung bedeutend beeinträchtigt und unter Umständen unmöglich macht.

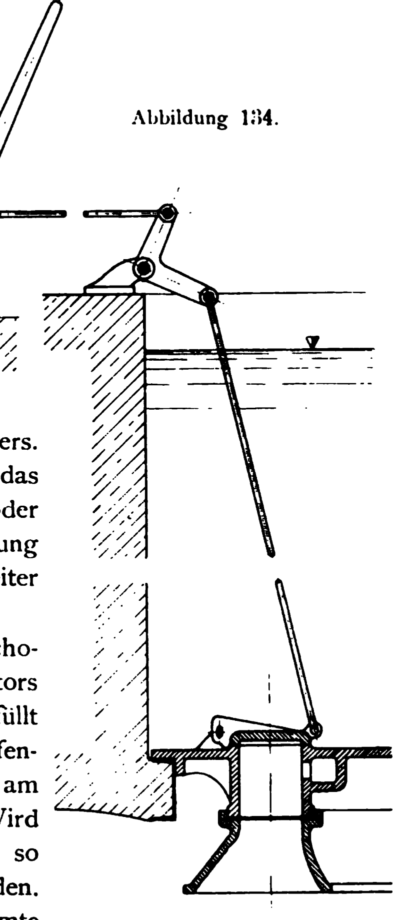


Abbildung 134.

Klappenregulierorgan für Achsialturbinen.

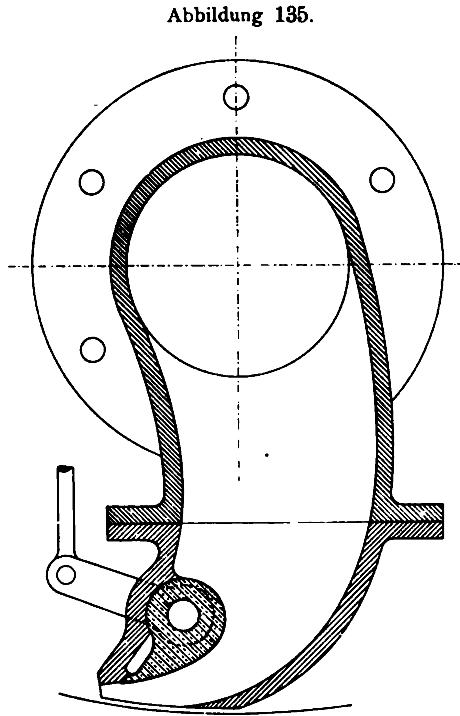
Zweitens: **Das Tachometer.** Ihm fällt die Aufgabe zu, bei eintretender Geschwindigkeitsänderung die Funktion der Hilfsorgane einzuleiten. Es hat also in dem ganzen Reguliergetriebe gewissermassen die Stelle eines Aufpassers. Ist die Hilfskraft mechanischer Natur, so hat das Tachometer eine Klauen-, Friktionskuppelung oder ein Klinkenschaltwerk zu betätigen. Die Einwirkung auf eine hydraulische Hilfskraft sehen wir weiter unten bei der Beschreibung des Servomotors.

Die Anforderungen, welche man an das Tachometer eines indirekt wirkenden Turbinenregulators stellt und die von guter Marktware leicht erfüllt werden, sind: Grosser Muffenhub und in jeder Muffenstellung gleiche Tourenzahl. Diesen genügen am besten die pseudo-astatischen Zentrifugalpendel. Wird besonders empfindliche Regulierung verlangt, so empfiehlt es sich stets, Federregulatoren anzuwenden. Infolge deren geringen Massen kann der gesamte Empfindlichkeitsgrad hier geringer angenommen werden als bei Gewichtsregulatoren.

Es erübrigt noch, einiges über die Wahl des Tachometers zu sagen. Sein Hub kann als gegeben betrachtet werden und ist bei dem indirekt wirkenden Regulator durch die gegenseitige Anordnung vom Steuerventil und Rückführung bedingt. Siehe Abb. 139. Die Grösse des Tachometers ist abhängig von der Grösse seines erforderlichen Muffendruckes. Dieser bestimmt sich nach den statischen Gleichgewichtsbedingungen in bezug auf die Drucke, welche auf das

Regulatorgestänge wirken. Der Muffendruck darf im Hinblick auf den Unempfindlichkeitsgrad ε des Tachometers nicht zu klein bemessen werden. Der Unempfindlichkeitsgrad eines Tachometers ist das Verhältnis derjenigen absoluten Tourenschwankungen $(n'' - n')$ zur mittleren Tourenzahl n, innerhalb deren das Tachometer unempfindlich, d. h. unbeweglich bleibt. Also

Abbildung 135.

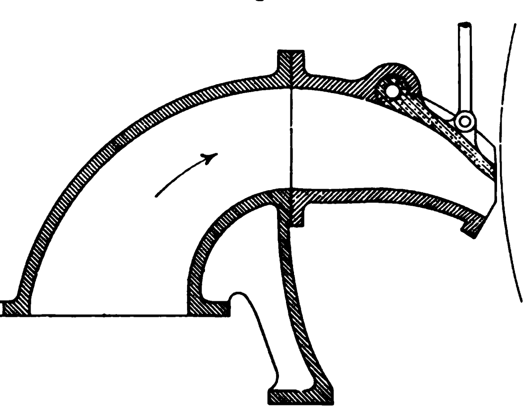


Leitapparat für Schwamkrugturbinen.

$$\varepsilon = \frac{n'' - n'}{n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 122.$$

Ein zu kleiner Unempfindlichkeitsgrad bewirkt ein Voreilen und ein zu grosser Unempfindlichkeitsgrad ein Nacheilen des Regulators, was beides verwerflich ist. Eine exakte Regulierung tritt erst dann ein, wenn während derselben Zeit, in welcher das Schwungrad die Tourenzahl der neuen Tachometerstellung einnimmt, seine Regulierungsbewegung dem richtigen Füllungsgrad der Turbine entspricht. Nun ist aber ein kleiner Unempfindlichkeitsgrad ε die erste Bedingung einer guten Regulierung, da kleine Belastungsänderungen denselben unbedingt fordern. Man wählt daher bei rückdruckfreien Gestängen $\varepsilon \lesseqgtr 3\,\delta$ und bei Gestängen mit Rückdruck $\varepsilon \lesseqgtr 2\,\delta$. Der ungünstigen Einwirkung eines Regulatorgestänges mit Rückdruck auf das Tachometer ist ausserdem durch Anwendung einer Oelbremse und der Wahl eines recht kräftigen Tachometers entgegen zu arbeiten. Es empfiehlt sich, zum Dämpfen der Schwingungen nur Oelbremsen mit einstellbaren Schärfegraden zu verwenden. Praktische Ausführungen zeigen ein $\varepsilon = 0{,}2 \div 2\,\%$.

Abbildung 136.



Leitapparat für Tangentialturbinen.

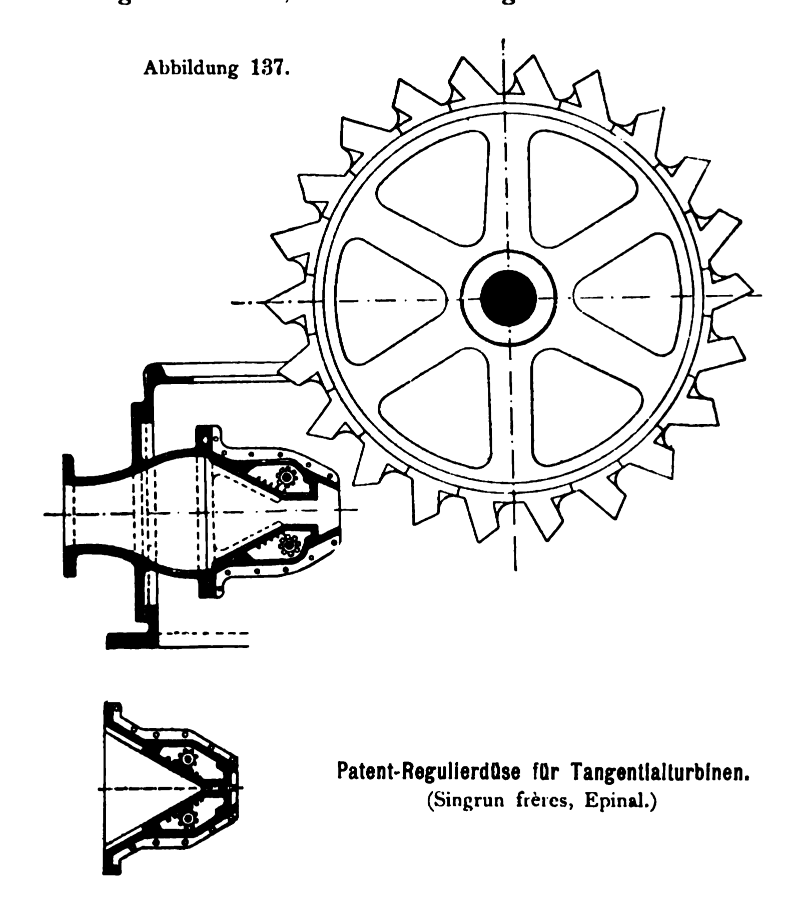
Der Ungleichförmigkeitsgrad δ der Regulierung ist das Verhältnis der Tourendifferenz $(n_0 - n_u)$ bei Vollbelastung und Leerlauf zur mittleren Tourenzahl n_m. Also

$$\delta = \frac{n_0 - n_u}{n_m} \quad . \quad . \quad 123.$$

Es entspricht n_0 der höchsten und n_u der Tourenzahl der tiefsten Muffenstellung des Tachometers. Die mittlere Tourenzahl berechnet sich aus $n_m = \frac{n_0 + n_u}{2}$.

Bei indirekt wirkenden Regulatoren mit starrer Rückführung ist der Ungleichförmigkeitsgrad der Regulierung gleich dem des Tachometers. Seine Grösse wähle man tunlichst gross, etwa $3 \div 6\,\%$, damit das Steuerorgan rasch zum Abschluss gebracht wird, wodurch der Regulator zur Ruhe kommt.

Abbildung 137.



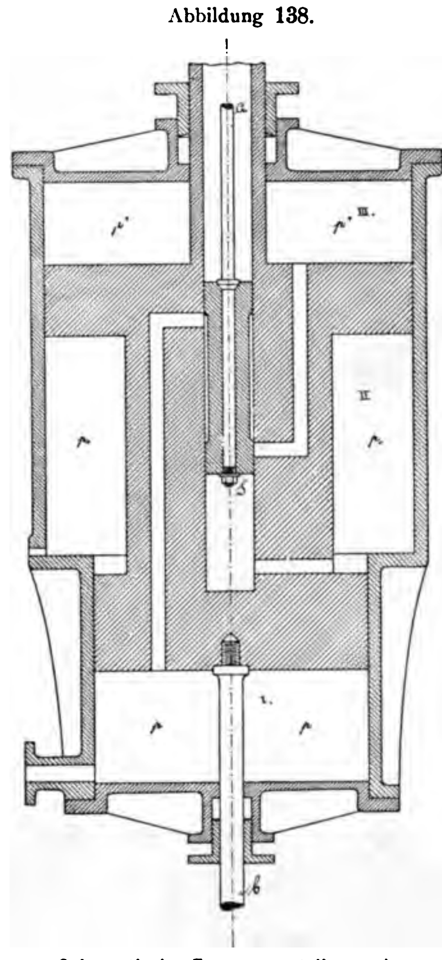
Patent-Regulierdüse für Tangentialturbinen.
(Singrun frères, Epinal.)

Ein ganz besonderes Augenmerk ist noch darauf zu richten, dass zwischen der gezwungenen Bewegung der Tachometermuffe und der Kolbenbewegung des Servomotors eines indirekt wirkenden Regulators in jedem Augenblick Proportionalität herrscht, das heisst die Muffe darf bei grösseren Geschwindigkeitsschwankungen nicht etwa dem Arbeitskolben bezw. dem Regulierorgan der Turbine vorauseilen oder umgekehrt. Sie muss also immer gleiche Zeit wie letzteres gebrauchen, um beispielsweise aus der untersten in die oberste Muffenlage zu gelangen. Kein indirekt wirkender Regulator kann ohne diese Bedingungen richtig arbeiten.

Drittens: **Die Hilfskraft.**

Sie hat die zum Bewegen der Turbinen erforderliche Kraft zu liefern. Die Regulatoren mit mechanischer Hilfskraft bedürfen längerer Zeit und auch grösserer Schwungmassen als die hydraulischen Regulatoren, um zur Wirkung zu gelangen. Man konstruiert deshalb in neuerer Zeit meist nur noch die letzteren, bei welchen der Servomotor die Hilfskraft liefert. Dieser Motor wurde zuerst von Picard für Hochdruckturbinen entworfen, welcher die Betriebsflüssigkeit (Wasser) der Hochdruckleitung entnahm.

Abbildung 138.



Schematische Zusammenstellung eines Servomotors.

Die Wirkungsweise des Servomotors mit eingebautem Steuerschieber ist nach dem Schema der Abb. 138 folgende: Ein Differentialkolben teilt den Zylinder in drei Räume, die untereinander in Verbindung stehen. In Raum I herrscht der Druck p des Druckwassers, im Raum II der Atmosphärendruck p_0 und in III der veränderliche Druck p', der von der jeweiligen Stellung des Steuerschiebers S abhängt. Letzterer steht mit der Tachometerhülse durch eine Stange a in Verbindung. Das Tachometer, das beliebig sein kann, hat also nur den geringen Widerstand des Steuerschiebers zu überwinden.

In unserer Abbildung ist der Ruhezustand gezeichnet. Wird nun zum Beispiel die Turbine entlastet, so bewegt sich der Steuerschieber aufwärts und lässt einen Druckausgleich zwischen p' und p_0 zu. Das Wasser über dem Kolben entweicht; im Raum I herrscht der Druck p, folglich bewegt sich zur Herstellung der Gleichgewichtslage der Kolben nach oben und hält dadurch die Verbindung zwischen I und II aufrecht. Erst nach einer neuen Hebung der Tachometerhülse setzt er seinen Weg weiter fort. Wird umgekehrt der Steuerschieber abwärts bewegt, dann tritt das Wasser aus dem Raum I nach III über, und es findet ein Druckausgleich zwischen p und p' statt; wegen der grösseren Kolbenfläche herrscht nun oben ein Ueberdruck, und der Kolben wird abwärts gedrückt. Das ist der ganze Steuerungsvorgang.

Die Kolbenstange *b* ist durch Hebel mit dem Regulierorgan verbunden und liefert, durch das Druckwasser mittelbar bewegt, die notwendige Verstellungsarbeit für die Regulierung der Turbine. Sobald die Bewegung des Differentialkolbens bezw. der Steuerungskolbenstange eingeleitet ist, muss der Steuerschieber in seine Mittellage zurückgeführt werden. Diese Rückführung, welche durch ein Hebelwerk geschieht, hat den Zweck, ein Ueberregulieren zu verhindern.

Der Betrieb der hydraulischen Regulatoren kann durch den natürlichen Wasserdruck geschehen, sofern ein Gefälle von mindestens 20÷30 m zur Verfügung steht. Im andern Falle ist eine Druckflüssigkeit (Wasser, Oel oder Glyzerin) vermittels Druckpumpen künstlich zu erzeugen. Die neueren Aus-

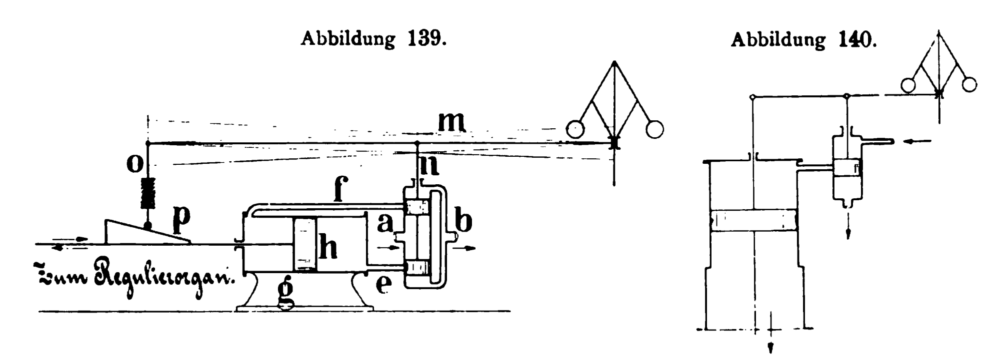


Abbildung 139. Abbildung 140.

führungen der Servomotoren zeigen alle, entgegen der schematischen Darstellung in Abb. 138, getrennten Presszylinder mit Arbeitskolben und Steuerventil zur Verteilung des Druckmittels. In bezug auf den Arbeitskolben können Servomotoren mit einseitig und doppelseitig wirkenden Kolben unterschieden werden. Die Anwendung des einen oder anderen hängt davon ab, ob das Regulierorgan der Turbine nur für die Zu- bezw. Aufbewegung oder für beide Bewegungen zusammen einer Kraft bedarf.

Der Reguliervorgang bei dem hydraulischen Regulator mit doppelseitig wirkendem Kolben vollzieht sich in nachstehender Weise, siehe Abb. 139. Das Tachometer betätigt lediglich den Steuerschieber *n*, an dessen Gehäuse die Leitungen *a* und *b* angeschlossen sind. Das Rohr *a* ist die Zuleitung für die Druckflüssigkeit, *b* dient als Rückleitung für die verbrauchte Flüssigkeit. Durch Leitung *e* und *f* ist das Steuerventil mit dem Presszylinder *g* verbunden, durch dessen Kolben und Kolbenstange die Verstellungskraft auf das Regulierorgan der Turbine übertragen wird.

Erhöht sich nun infolge einer Entlastung der Turbine ihre Umlaufzahl, so hebt das Tachometer mittels Hebel *m* den Schieber *n*. Dadurch wird der Zulauf von *a* nach *f* frei und ausserdem eine Verbindung zwischen *e* und dem Rücklauf *b* hergestellt. Die Druckflüssigkeit bewegt infolgedessen den Kolben *h* nach vorn und bewirkt so eine Schliessbewegung des Turbinenleitapparates. Die

Vorwärtsbewegung des Kolbens dauert solange, bis das gleichzeitig sich abwärts bewegende Steuerventil *n* dadurch wieder in seine Mittellage zurückgekehrt ist, dass die mit der Kolbenstange fest verbundene schiefe Ebene *p* die Gelenkstütze *o* des Regulatorgestänges in die Höhe drückt. Diese Teile *o* und *p* bilden hier die sogenannte Rückführung.

Der Reguliervorgang bei einem Regulator mit einfach wirkendem Arbeitskolben nach Abb. 140 ist im Prinzip derselbe. Der Arbeitskolben erhält hier von dem Turbinenleitapparat einen ständig nach oben gerichteten Druck. Es braucht demnach nur eine Zylinderseite mit Druckflüssigkeit gespeist zu werden, und wir erhalten an Stelle des vorhergehenden Steuerventils mit zwei Steuerkanälen ein solches mit einem. Die verlängerte Kolbenstange ist hier die Rückführung.

Abbildung 141.

Die vorstehend beschriebenen Arten von Regulatoren bezeichnet man auch mit dem gemeinsamen Namen hydraulische Regulatoren im Gegensatz zu dem im folgenden beschriebenen hydrostatischen oder Durchfluss-Regulator. Letzterer wird vorzüglich bei Hochdruckturbinen verwandt. Der Leitapparat besteht bei diesen zumeist aus einer Düse mit beweglichen Zungen. Zur automatischen Bewegung dieser Zungen wird dieselbe mit dem Servomotor verbunden, wie dies unsere schematische Skizze Abb. 141 darstellt. Die untere Seite des Presszylinders ist hier offen und steht somit unter dem Druck des Wassers im Zuflussrohr. Die obere Seite steht ebenfalls durch Leitung *d* und Drosselventil *e* mit der Zuleitung in Verbindung, besitzt aber daneben einen durch das Drosselventil *f* und das Auslaufrohr *r* nach aussen führenden Kanal. Dieser Auslauf kann durch das Steuerventil *n* mehr oder minder geschlossen werden.

Schliesst das Steuerventil den Auslass ganz ab, so herrscht zu beiden Seiten des Kolbens derselbe Druck, da ja die obere Seite durch Leitung *d* in Verbindung mit der Zuleitung steht. Der Kolben ist also im Gleichgewicht, und der Wasserdruck auf die Zunge *a* kommt allein zur Geltung, drückt die Zunge nach aussen und vergrössert den Querschnitt der Düsen und damit die Leistung der Turbine.

Gibt das Steuerventil den Auslass ganz frei, so entleert sich das Wasser über dem Kolben durch das Ausflussrohr *r*, welches es zumeist sichtbar in das Turbinengehäuse abführt. Trotzdem durch Leitung *d* Druckwasser zuströmt, sinkt der Druck über dem Kolben so sehr, dass der Wasserdruck auf die untere Seite das Uebergewicht über den Druck auf die Zunge bekommt, den Kolben in die Höhe treibt und hierdurch die Zunge schliesst.

Bei einer gewissen mittleren Stellung des Steuerventils *n* ist der Wasser-

abfluss gerade gleich dem Zufluss, der Kolben steht in Ruh und damit auch die Zunge *a*.

Die Verbindung des Tachometers mit dem Steuerventil ist derart beschaffen, dass das Tachometer bei zunehmender Geschwindigkeit ein Heben des Steuerstempels bewirkt. Hierdurch wird der Ventilquerschnitt frei gegeben, der Auslass geöffnet. Der Kolben steigt und schliesst somit die Zungen. Sinkt das Tachometer dagegen bei abnehmender Geschwindigkeit, so drückt das Gestänge *m* das Steuerventil zu, der Kolben kommt ins Gleichgewicht und die Zunge öffnet sich unter dem Einfluss des auf ihr lastenden Wasserdruckes.

Durch das Gestänge *g*, welches hier die Rückführung bildet, wird das Steuerventil in seine Mittellage zurückgeführt und so ein Ueberregulieren verhütet. Um eine gleichmässige Bewegung des Arbeitskolbens zu erreichen, sind in der Zu- und Abflussleitung die Drosselventile *e* und *f* eingeschaltet, deren Stellung so auszuprobieren ist, dass der Kolben nach beiden Seiten hin eine gleiche, mässige Geschwindigkeit, entsprechend der geforderten Schlusszeit, annimmt.

Viertens: **Das Stellzeug.**

Es hat die Bewegung vom Tachometer auf den Steuerschieber und vom Servomotor auf das Regulierorgan der Turbine zu übertragen. Mit dem Stellzeug ist ein Zeigerwerk zwangläufig zu verbinden, an welchem der jeweilige Stand des Regulierorgans der Turbine bequem abzulesen ist. Siehe hierzu Tafel XV, worauf das Zeigerwerk an der Rückführung angebracht, dargestellt ist.

Die einzelnen Stangen des Stellzeuges sind tunlichst mit Zugkräften zu beanspruchen und die Hebel selbst wegen Ecken nicht zu kurz zu wählen.

Der indirekt wirkende Regulator verlangt wegen seiner grossen Energie, dass bei ganz offenem oder geschlossenem Regulierorgan in einzelnen Fällen ein Hemm- oder Klinkwerk das automatische Ausschalten des Servomotors veranlasst. Dieses automatische Hemmwerk tritt auch dann in Tätigkeit, wenn eine zu grosse Kraft von dem Servomotor verlangt wird, welche Brüche verursachen könnte. Letzterer Fall kommt zum Beispiel vor, wenn sich Fremdkörper (Steine etc.) zwischen das Regulierorgan festsetzen.

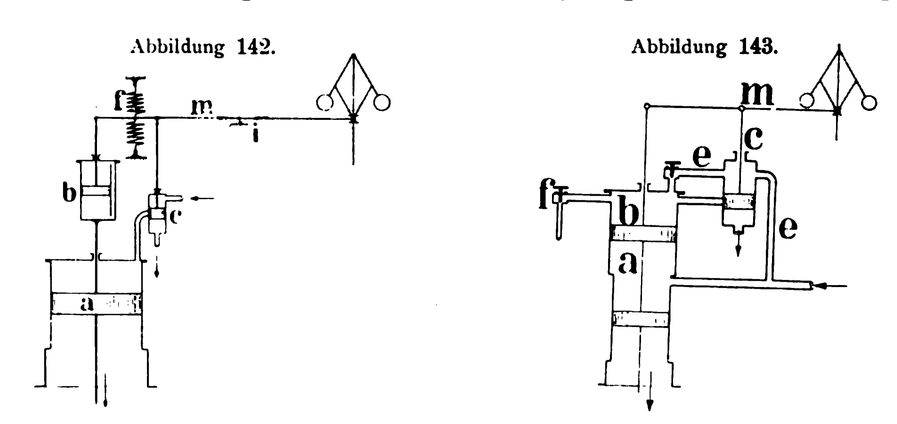
Fünftens: **Die Rückführungen.**

Ohne die Rückführung ist keine Regulierung zu erzielen, welche den praktischen Anforderungen entspricht. Denn fehlte die Rückführung und der Servomotor erhielt eine Betätigung in einem beliebigen Sinn, so würde diese Bewegung so lange anhalten, bis ein Ueberregulieren eintritt, was die entgegengesetzte Bewegung des Servomotors und damit ein dauerndes Schwanken zur Folge haben würde. Mit anderen Worten: Ein Regulator ohne Rückführung kann nicht zur Ruhe kommen. Um dieses zu erzielen, leitet man von der eingeleiteten

Servomotorbewegung eine Teilbewegung ab und zurück auf das Steuerventil, so dass dieses wieder in seine Mittellage gelangt, den Servomotor wirkungslos macht, d. h. zur Ruhe kommen lässt. Es entspricht somit jeder Tachometerstellung eine bestimmte Stellung des Servomotors, also auch eine bestimmte Füllung der Turbine. Bei der Rückführung nach Abb. 139÷141 entspricht der Grösstfüllung die niedrigste Turbinenumlaufzahl und der Kleinstfüllung die höchste. Ein Turbinenregulator mit einer solchen Rückführung, bei welcher die Stellung des Steuerorgans durch ein starres Regulator- und Rückführgestänge abhängig gemacht ist von der Muffenstellung und Füllung, wird um so präziser regulieren, je grösser der Ungleichförmigkeitsgrad des Tachometers ist. Denn hierdurch wird das Steuerorgan schneller in seine Mittellage zurückgeführt, womit der Regulator zur Ruhe kommt. Der Ungleichförmigkeitsgrad der ganzen Regulierung ist gleich dem des Tachometers.

Viele Betriebe fordern aber konstante Umlaufzahl bei verschiedener Belastung, also einen Regulator vom Ungleichförmigkeitsgrad Null. Zur Betätigung

Abbildung 142. Abbildung 143.



des Tachometers ist aber ein positiver Ungleichförmigkeitsgrad unbedingt nötig; um dennoch die Forderung erfüllen zu können, hat man dem Regulator unabhängig von dem Tachometer einen eigenen Ungleichförmigkeitsgrad gegeben. Die praktische Lösung besteht darin, dass man die Rückführung nachgiebig ausführt und auf das Regulatorgestänge mit Unterbrechung eine Zusatzkraft einwirken lässt, welche das Regulierorgan verfrüht (im Vergleich zur starren Rückführung) in seine Mittellage bringt, womit der Regulator zur Ruhe kommt.

In der Abb. 142 ist ein derartiger Turbinenregulator mit nachgiebiger Rückführung schematisch nach einer amerikanischen Ausführung dargestellt. Der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators ist Null, was durch die feste Lagerung des Regulatorhebels *m* im Drehpunkt *i* bedingt ist und bei der nur in einer Muffenstellung des Tachometers Gleichgewicht herrschen kann. Die voreilende Wirkung der Rückführung besteht darin, dass, sobald der Regulatorhebel *m* nach einer Richtung hin ausschlägt und das Steuerorgan *c* betätigt,

die Federn *f* zur Wirkung kommen und das Gestänge, noch bevor der Arbeitskolben *a* des Servomotors sich bewegt, in seine Mittellage wieder zurückzuführen. Damit sich gleichzeitig der Arbeitskolben ungehindert bewegen und die Federn nach einem Reguliervorgang wieder entspannen können, ist der Oelkatarakt *b* in die Rückführung eingeschaltet.

Weiter verlangt man von einem Turbinenregulator, dass die Umlaufzahl der Turbine in gewissen Grenzen eingestellt werden kann, was sich zum Beispiel beim Parallelschalten von Drehstromdynamos erforderlich macht. Durch Anbringung einer Zusatzfeder am Tachometer kann dies in beliebigen Grenzen geschehen. Um kleine Umlaufdifferenzen auszugleichen, ist die gegenseitige Lage von Tachometermuffe, Steuerorgan und Angriffspunkt der Rückführung zu verändern, indem man das Tachometer samt Spindel hebt, das Gestänge des Steuerorgans verkürzt oder den Angriffspunkt der Rückführung weiter hinaus verlegt. Für die praktische Ausführung bedient man sich meistens des letzten Weges, siehe hierzu Tafel XV. Damit das Einstellen der Umlaufzahl von einem beliebigen Standort, zum Beispiel bei einer elektrischen Anlage vom Schaltbrett aus geschehen kann, lässt man die Verschiebung des Angriffspunktes der Rückführung durch einen Elektromotor, Magnet etc. erfolgen. Vergleiche hierzu die Tafel XIII. A. Bauer erzielt die Einstellung der Umlaufzahl auf hydraulischem Wege. Der Presszylinder hat hierzu nach Abbildung 143 zwei Räume *a* und *b*, wovon der eine unter konstantem Druck steht, während der Druck im andern Raum von der jeweiligen Stellung des Steuerventils *c* abhängig ist.

Das Einstellen geschieht durch Leitungen *e* und *f*, welche den Raum *b* des Presszylinders mit der Aussenluft und der Druckleitung verbinden. Die Leitungen werden durch Hähne oder Ventile gesteuert, und man hat es durch deren Ausführung in der Hand, die Bewegung des Servomotors ganz nach Belieben zu beeinflussen, vorausgesetzt, dass der freie Leitungsquerschnitt bedeutend grösser dimensioniert ist, als der des Steuerventils *c*. Ist die gewünschte Umlaufzahl der Turbine erreicht, dann wird die betreffende Leitung wieder geschlossen und damit die Wirkung des Steuerventils auf den Servomotor aufs neue zur Geltung gebracht. Durch Verlängerung der Leitungen *e* und *f* kann die Veränderung der Umlaufzahl von jedem beliebigen Standorte aus erzielt werden.

§ 27.

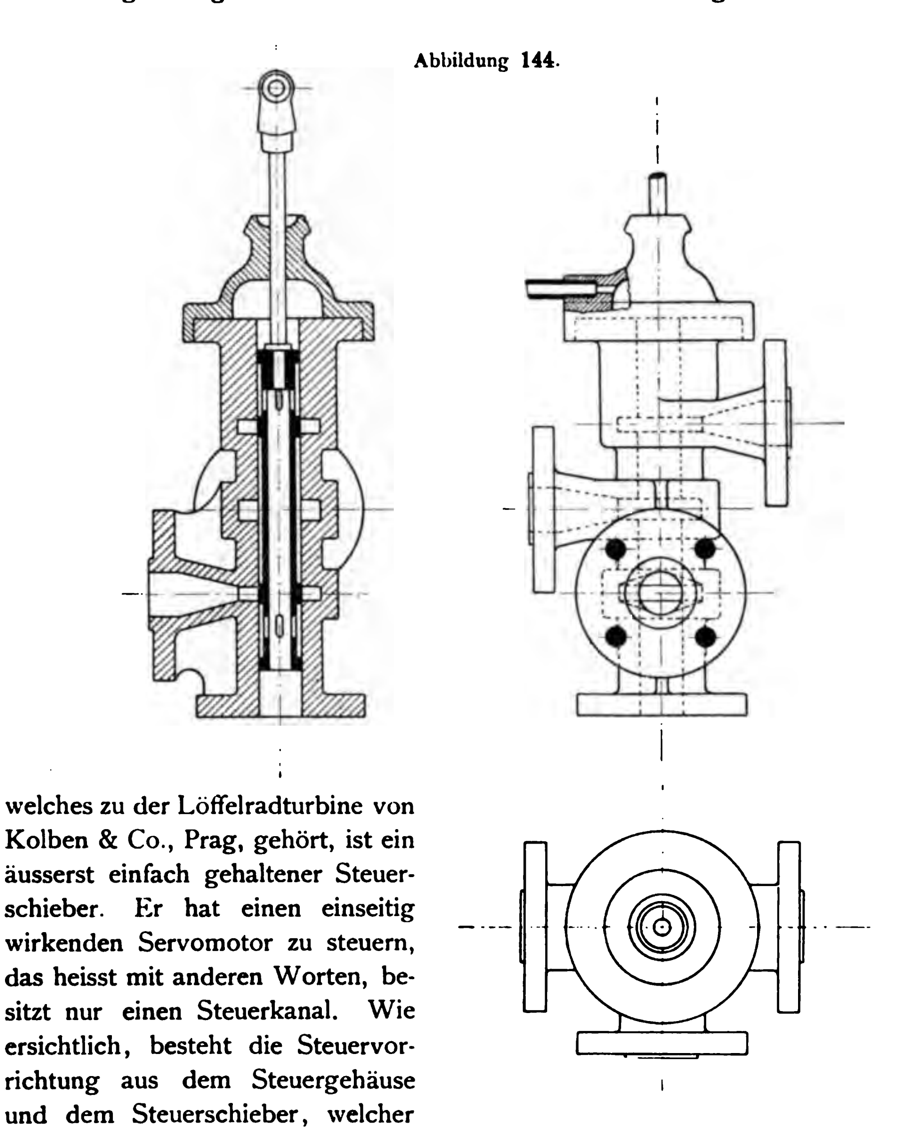
Das Steuerorgan des hydraulischen Turbinenregulators.

Der wichtigste Teil einer hydraulischen Regulierung ist das Steuerorgan, welches nach der verschiedenen Gestaltung des eigentlichen Abschlussorgans ein Steuerschieber, Steuerventil, Steuerhahn etc. sein kann. Die Präzision einer

hydraulischen Regulierung hängt in der Hauptsache von der sicheren, schnellen und zugleich leichten Wirksamkeit dieses Steuerorgans ab.

Im nachfolgenden seien einige markante und praktisch erprobte Steuervorrichtungen eingehend behandelt. Das auf Tafel XXV dargestellte Steuerorgan,

Abbildung **144**.



welches zu der Löffelradturbine von Kolben & Co., Prag, gehört, ist ein äusserst einfach gehaltener Steuerschieber. Er hat einen einseitig wirkenden Servomotor zu steuern, das heisst mit anderen Worten, besitzt nur einen Steuerkanal. Wie ersichtlich, besteht die Steuervorrichtung aus dem Steuergehäuse und dem Steuerschieber, welcher mit dem Regulatorgestänge zwangläufig verbunden ist. Der eine Kanal steht in Verbindung mit der Druckleitung und der andere mit der Abwasserleitung.

Wird nun der Steuerschieber von dem Tachometer nach unten bewegt, dann wird eine Verbindung zwischen dem Steuer- und Abwasser-Kanal her-

gestellt, es tritt also Wasser aus dem Servomotor aus, sein Arbeitskolben hebt sich und die Düse wird geöffnet.

Nimmt die Tourenzahl der Turbine zu, dann wiederholt sich der Vorgang in umgekehrter Weise.

Durch Anwendung eines weiteren Steuerkanals lässt sich der vorstehend beschriebene Steuerzylinder sofort auch für einen doppeltwirkenden Servomotor gebrauchen. Wir erhalten dann die in Abbildung 144 dargestellte Ausführung.

Abbildung **145.**

Für höhere Drucke und grössere Steuerkanalquerschnitte erfordern die Kolbenschieber, welche vom Tachometer direkt beeinflusst werden, wegen der auftretenden Reibung eine zu grosse Verstellungsarbeit. Dadurch würde einesteils ein sehr starkes Tachometer notwendig, andernteils aber auch die Empfindlichkeit des Steuerorgans bedeutend beeinflusst. Um diese Nachteile praktisch zu beseitigen und den Kolbenschieber als Abschlussorgan doch beizubehalten, hat man denselben als Schwebekolben ausgebildet und ihn mit einer Vorsteuerung versehen. Diese Vorsteuerung, welche die Bewegung des Kolbenschiebers einleitet, wird sodann von dem Tachometer beeinflusst.

Auf Tafel XVI ist ein solcher Steuerschieber, zu einem doppeltwirkenden Servomotor gehörig, mit Differential-Schwebekolben und Vorsteuerung abgebildet. Er besteht aus dem Steuergehäuse *A*, dem Schwebekolben *B* und dem Vorsteuerungsstempel *C*; *a* und *b* sind die Steuerkanäle. Durch Leitung *i* tritt das Druckwasser ein, das den Raum *d* erfüllt und ausserdem vermittels Kanals *e* noch den Raum *f*. Der Schwebekolben trägt oben eine durchbrochene Hülse, wie aus Schnitt *c*—*d* zu ersehen, aus welcher das Wasser durch den ebenfalls durchbrochenen Vorsteuerungsstempel in den Raum *g* und von hier in den Abwasserkanal gelangt.

Im Beharrungszustand wird der nach oben wirkende Druck in Raum *d* durch den auf die grössere Kolbenfläche wirkenden gedrosselten Druck in *f* und durch das Gewicht des Schwebekolbens *B* ausgeglichen, wobei die aus den Oeffnungen *i* ausfliessende Wassermenge durch selbsttätige Regelung der Stellung des Schwebekolbens *B* gegen den Vorsteuerungsstempel *C* die Grösse des in *f* herrschenden Druckes bestimmt.

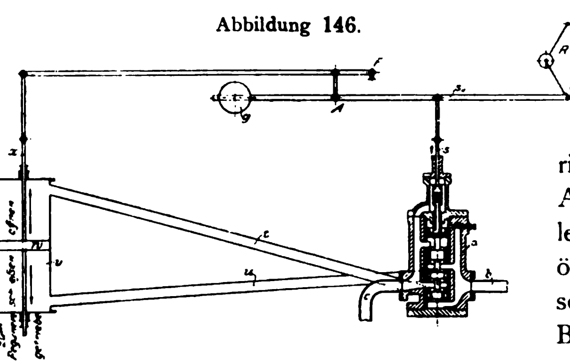
Wird nun beim Steigen des Tachometers der Vorsteuerungsstempel *C*,

der, wie aus Tafel XIII ersichtlich, direkt in Verbindung mit dem Regulatorgestänge steht, gehoben, so gelangt infolge des vergrösserten Abflusses aus Raum *f* der Ueberdruck in *d* zur Geltung und hebt den Schwebekolben, so dass *d* mit *a* und *b* mit dem Abwasserkanal in Verbindung gebracht werden. Der Schwebekolben kommt hierauf wieder zur Ruhe, sobald er seine frühere Stellung gegen den Vorsteuerungsstempel *C* eingenommen und die Oeffnung *i* wieder bis auf das erforderliche Mass überdeckt hat. Der Schwebekolben stellt sich also nach jedem Steuerungsvorgang von selbst wieder in seine Mittelstellung ein.

Sinkt die Umlaufzahl der Turbine, dann spielt sich der gleiche Vorgang nur im umgekehrten Sinne ab.

Eine Regulierungsvorrichtung für grössere Turbinen mit mittlerem Gefälle, die ebenfalls ermöglicht, dem Zylinder des Servomotors grössere Druckwassermengen doppeltwirkend zuzuführen, ist von A. Bravo in Hohenstadt ausgeführt worden. Die Vorrichtung gleicht sehr der letztbeschriebenen Steuervorrichtung. »Das Steuergehäuse *a*, Abb. 145 und 146, ist mit Zuleitungsöffnung *b* und Ableitungsöffnung *i* für das Druckwasser versehen. In seiner Bohrung ist eine Bronzebüchse *d*, Abb. 145, eingepasst, welche, auf verschiedene Durchmesser ausgebohrt, dem als Differentialkolben ausgebildeten Schwebekolben *e* als Führung dient. Durch diesen Schwebekolben werden im Innern des Steuergehäuses die Räume *f*, *g*, *h*, *i*, *k* gebildet, von denen *h* und *k* stets mit Druckwasser gefüllt sind, während in *g* und *i* wegen des Anschlusses an das Unterwasser unveränderliche Saugwirkung herrscht. Dem Raume *f* hingegen fliesst das Druckwasser durch eine Oeffnung *l* zu, deren freier Querschnitt mittels des Drosselkegels *m* eingestellt wird; durch eine Bohrung *n* im oberen zylindrischen Teile *o* des Schwebekolbens und in der in diesen eingeschraubten Spindel *p*, sowie durch seitliche Bohrungen *q* in der letzteren steht ferner der Raum *f* mit der Auslassleitung in Verbindung. Die Oeffnungen *q* werden zum Teil durch eine Hülse *r* überdeckt, die von dem Regulatorgestänge *s* zwangläufig mitgenommen wird.

Abbildung 146.



Im Beharrungszustand wird der nach oben wirkende Druck im Raume *k* durch den auf die grössere Kolbenfläche wirkenden gedrosselten Druck in *f* und das Gewicht des Schwebekolbens *e* ausgeglichen, wobei die aus den Oeffnungen *q* ausfliessende Wassermenge durch selbsttätige Regelung der Stellung des Kolbens *e* gegen die Hülse *r* die Grösse des in *f* herrschenden Druckes

bestimmt. Wird dann beim Steigen des Tachometers R, Abb. 146, unter Drehung des Gewichthebels s_1 die Hülse r gehoben, so gelangt infolge des vergrösserten Abflusses aus f der Ueberdruck in k zur Wirkung und hebt den Schwebekolben, so dass k mit der Leitung t und i mit u in Verbindung gebracht werden.

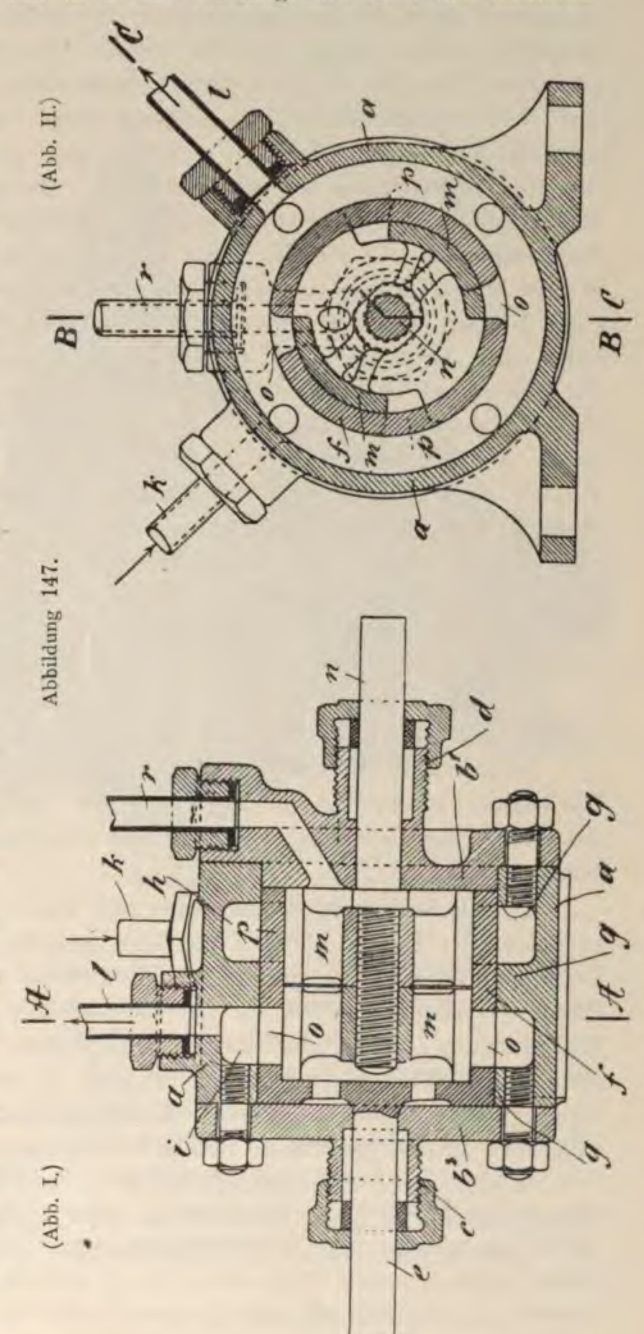


Abbildung 147.

Der Schwebekolben e kommt wieder zur Ruhe, sobald er seine frühere Stellung gegen die Hülse r eingenommen und diese die Oeffnungen q wieder bis auf das erforderliche Mass überdeckt hat. Das Druckwasser, das durch die Leitung t in den Zylinder v des Servomotors strömt, bewegt den Kolben w abwärts, wodurch das Regulierorgan der Turbine geschlossen wird. Hierbei wird durch die Kolbenstange x des Servomotors die Hülse r wieder gesenkt, so dass die Oeffnungen q verschlossen werden. Infolgedessen steigt der Druck in f so weit, bis der Schwebekolben einen Ueberdruck von oben erhält, in seine Mittellage zurückkehrt und die Oeffnungen q wieder freilegt. Der gleiche Vorgang spielt sich ab, wenn die Umlaufzahl der Turbine sinkt, nur ist die Reihenfolge der Bewegungen des Schwebekolbens umgekehrt. Durch die Verwendung einer leichten Hülse an Stelle des Steuerkolbens wird der innere Reibungswiderstand der Vorrichtung vermindert, so dass auch mit einem Tachometer von klei-

nerer Energie die Umlaufzahl der Turbine möglichst gleichmässig erhalten wird.«*)

Des weiteren sei noch eine Steuervorrichtung von A. L. Caflisch, Winterthur, besprochen, bei welcher an Stelle der bisher gebräuchlichen hin- und hergehenden Kolbenschieber zwei Drehschieber für die Steuerung vorhanden sind, von denen der eine als Rückführung dient. Diese Ausführung ist ebenfalls aus dem Bestreben entstanden, die Reibungsarbeit, welche bei der Verstellung des gewöhnlichen Kolbenschiebers entsteht, durch rotierende Bewegung zu verringern. Die bestbekannte Turbinenfirma J. J. Rieter & Cie. in Winterthur wendet fast ausschliesslich diese in der Schweiz patentierten (Nr. 21133) Drehschiebersteuerungen an. In der folgenden Abbildung 147 ist der Drehkolbenschieber in einer beispielsweisen Ausführungsform veranschaulicht, und zwar zeigt: Abb. II einen Schnitt nach der Linie *A—A* in der Abb. I, und Abb. I einen Schnitt links nach der Linie *C—C* und rechts nach der Linie *B—B* in der Abb. II. Die gezeichnete Steuervorrichtung hat ein zylindrisches Gehäuse *a*, welches an beiden Enden durch Deckel b^1 und b^2, die mit zentrischen Stopfbüchsenlagern *c* und *d* versehen sind, abgeschlossen ist. In dem Stopfbüchsenlager *c* ist eine Welle *e* gelagert, welche beim Gebrauch mit der Kolbenstange des hydraulischen Servomotors zu verbinden ist. Die Welle *e* trägt einen im Querschnitt ringförmigen Drehschieber *f*. Letzterer ist im Inneren des Gehäuses auf drei ringförmigen Rippen *g* gelagert, von denen sich je eine an jedem Ende des Gehäuses und eine in der Mitte befindet. Auf jeder Seite der mittleren Rippe befindet sich ein Raum *h* bezw. *i*. In den Raum *h* mündet ein Rohr *k* und in den Raum *i* ein Rohr *l*. Das Rohr *k* dient als Zuleitung für ein Druckmedium, während das Rohr *l* als Ableitung des Druckmediums dient.

In dem Drehschieber *f* ist ein Drehschieber *m*, auf einer Welle *n* gelagert. Die letztere durchdringt die Stopfbüchse *d* und ist beim Gebrauch mit dem ausserhalb des Gehäuses *a* befindlichen Tachometerhebel in Verbindung zu setzen.

Der Drehschieber *m* besteht aus zwei Teilen, von denen im Drehschieber *f* in jedem der Räume *h* und *i* ein Teil gelagert ist. Im Drehschieber *f* sind Durchgangsöffnungen *o*, welche den Innenraum des Drehschiebers *f* mit dem Raum *h* verbinden, wenn sie der Drehschieber *m* nicht mit seinen an der Innenwandung des Drehschiebers *f* anliegenden Teilen verdeckt. Diese Teile haben die Gestalt von Ringsegmenten und für jede Durchgangsöffnung ist ein Ringsegment vorhanden. Letztere sind derart gegenüber den Durchgangsöffnungen eingestellt, dass sie gleichzeitig sämtliche Durchgangsöffnungen verdecken können.

Wenn jedoch der Drehschieber *m* in dem Sinne gedreht wird, dass die Ringsegmente des einen Schieberteils die Oeffnungen *p* freigeben, so gleiten die Segmente des anderen Schieberteiles über die Oeffnungen *o* hinweg. Wird

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1903, S. 1021.

der Drehschieber *m* in umgekehrtem Sinne gedreht, so tritt der Fall ein, dass die Oeffnungen *p* geschlossen gehalten und die Oeffnungen *o* geöffnet werden. Die jeweilig freigegebenen Durchgangsöffnungen kommunizieren mit dem Innenraum der Drehschieber, in welchen durch den Deckel b^1 ein Rohr *r* mündet.

Abbildung 148.



Girardpartialturbine mit hydraulischem Geschwindigkeits- und Druckregulator.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

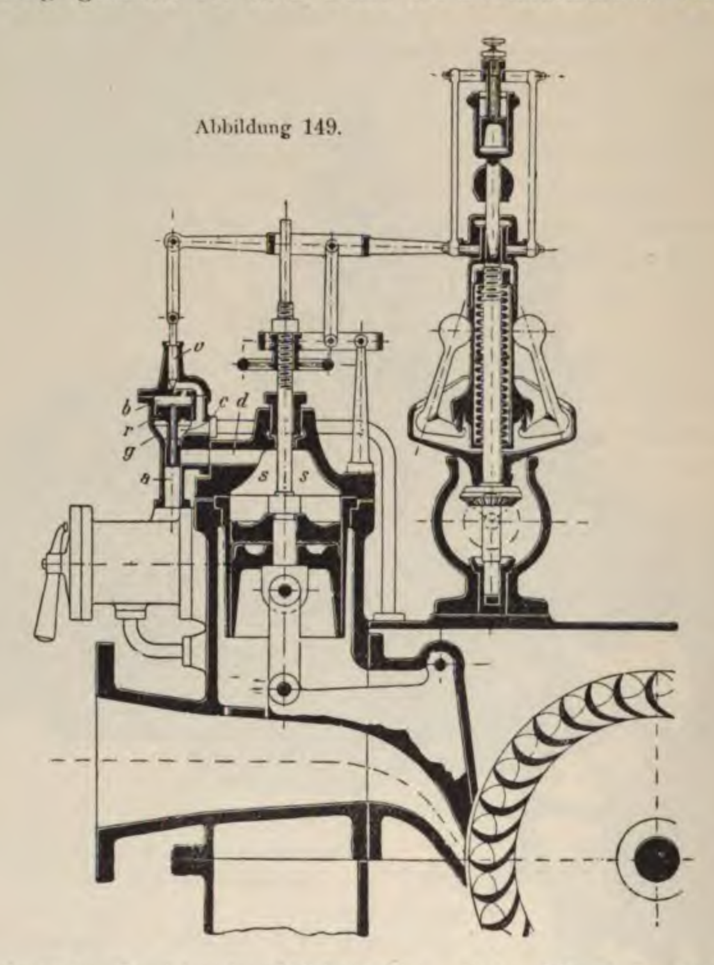
Dieses Rohr stellt eine Verbindung des Innenraumes der Steuervorrichtung mit dem nicht dargestellten Servomotor her.

Die Arbeitsweise der gezeichneten Vorrichtung ist folgende:

Wird durch den Tachometerhebel der Drehschieber *m* derart eingestellt, dass die Durchgangsöffnungen *p* frei, dagegen die Durchgangsöffnungen *o* verdeckt werden, so gelangt das Druckmedium aus dem Rohr *k* durch den Raum *h*, die Durchgangsöffnungen *p* in das Innere der Drehschieber und von da durch das Rohr *r* nach dem Servomotor, welcher durch das Druckmedium in einem gewissen Sinne, um das Regulierorgan zu öffnen,

in Tätigkeit gelangt. Während nun der Servomotor die Regulierung vermittelt, wird gleichzeitig durch dieses Regulierorgan die Welle *e* mit dem Drehschieber *f* dem Drehschieber *m* nachgedreht, bis die Oeffnungen *p* wieder von den Ringsegmenten des einen Teiles des Drehschiebers *m* verdeckt sind.

Abbildung 149.



Hydraulischer Regulator einer Löffelradturbine. (Escher, Wyss & Co., Zürich.)

Während dieses vor sich geht, ist die Turbine wieder auf normalen Gang gebracht worden.

Wird durch den Tachometerhebel der Drehschieber *m* in umgekehrter Weise als vorher gedreht, also dass die Durchgangsöffnungen *o* frei, dagegen die Durchgangsöffnungen *p* verdeckt werden, so kann das Druckmedium aus dem Servomotor durch das Rohr *r* in das Innere der Drehschieber eintreten und von da durch die Durchgangsöffnungen *o*, den Raum *i* und das Rohr *l* entweichen. Der Servomotor wird dementsprechend in umgekehrtem Sinne als

vorher, also um das Regulierorgan zu schliessen, arbeiten, bis durch den Servomotor der Drehschieber *f* soweit dem Drehschieber *m* nachgedreht worden ist, dass die Durchgangsöffnungen wieder verdeckt sind.

In unserer Abb. 148 sehen wir den vorstehend beschriebenen Drehkolbenschieber bei der hydraulischen Regulierung einer Hochdruckturbine verwandt. Der allgemeine Aufbau einer Hochdruckturbine mit hydraulischem Regulator von Escher, Wyss & Co., Zürich, ist aus Abb. 149 zu ersehen

Die Anordnung und Wirksamkeit dessen Regulierventils ist folgende: »Das Ventilgehäuse *g* enthält das unter dem Einfluss der Wasserdrucke freischwebende Regulierventil *r*, welches in Form eines Differentialkolbens ausgebaut und zentral durchbohrt ist, den vom Filter kommenden Wasserzuführungskanal *a*, den Raum *b*, in welchem die zur Bewegung des Regulierventils notwendige Veränderung der Pressung durch Verstellung des Steuerventils *v* hervorgerufen wird, den Wasserablaufkanal *c* und den Verbindungskanal *d* zum Arbeitsraum *s* des Servomotors. Das Regulierventil ist ein Schlussventil, das heisst die Verbindung des Servomotorraumes *s* mit irgendeinem der Räume *a*, *b* und *c* ist bei Mittelstellung des Regulierventils *r* total unterbrochen; ist das Steuerventil in der Mittellage, so herrscht im Raum *b* eine Pressung, welche im Verein mit der Pressung in *a* und *c* das Regulierventil in der Mittellage hält, wobei Wasser aus *a* durch die zentrale Bohrung von *r* nach *b* und von dort durch die von *v* freigelassene Oeffnung nach *c* strömt; wird *v* vom Tachometer gehoben, so tritt infolge der in *b* entstehenden Pressungsverminderung Aufwärtsbewegung von *r* ein; *d* kommt mit *a* in Verbindung, der Servomotor erhält den nötigen Ueberdruck zur Abwärtsbewegung, die Zunge des Leitapparates öffnet sich, das Steuerventil wird durch die nach unten bewegte Kolbenstange des Servomotorkolbens und das Hebelwerk zuerst und hierauf auch das Regulierventil infolge der in *b* eintretenden Pressungssteigerung in die Mittellage zurückgeführt. Beim Sinken des Steuerventils treten die Bewegungen in entgegengesetzter Richtung ein. Bei der kleinen Masse des Regulierventils und den verhältnismässig grossen Querschnitten von *a*, *b* und *c* ist die Wirkung momentan, die Reguliergeschwindigkeit sehr gross und äusserst genau.« *)

§ 28.

Berechnung des Kraftaufwandes für die Bewegung der Regulierorgane. Die Drucksteigerung bei Rohrabschluss.

Die Berechnung des Kraftaufwandes für die Bewegung der verschiedenen Regulierorgane ist im allgemeinen schwer durchführbar, in einzelnen Fällen sogar unmöglich. Meistenteils ist man gezwungen, die Grösse der nötigen

*) F. Prasil, Die Turbinen und deren Regulatoren. Schweizer Bauzeitung 1901.

Kraft auf dem Wege des Versuches festzustellen. Auf Grund der Ueberlegung, dass durch längeren Betrieb sich Wasserstein ansetzt, welcher die Beweglichkeit der Regulierorgane sehr beeinträchtigt, wähle man die Arbeit nie zu klein. Siehe auch die Tabelle VI.

Die Schliesskraft für einen Drehschaufelleitapparat, welche zur Ueberwindung des hydraulischen Druckes aufzuwenden ist, erreicht ihren Grösstwert im Augenblick des Schliessens bei vollständig geschlossenem Leitapparat, wie dies unsere Abb. 150 darstellt. In diesem Augenblick wird das wirksame Moment, bezogen auf Drehbolzenmitte, bei einer Schaufelbreite b_0 und den Auflagestrecken x und y einer Schaufel

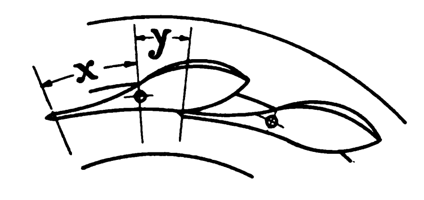
$$K_s = x\, b_0\, H\gamma\, \frac{x}{2} - y\, b_0\, H\gamma\, \frac{y}{2} = \frac{x^2 - y^2}{2}\, b_0\, H\gamma.$$

Das Gesamtmoment für den ganzen Leitapparat von z_0 Schaufeln, ebenfalls bezogen auf die Drehbolzenmitten, folgt hieraus zu

$$K_i = z_0\, K_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 124.$$

Für die Bewegung des Leitapparats ist ein mit der Konstruktion wechselnder Betrag (K_r) für Reibung hinzuzurechnen. Durch Verlegen der Drehbolzen nach der Spitze und des Angriffspunktes der Kraft nach dem Ende der Schaufel ist das aufzuwendende Drehmoment möglichst klein zu halten.

Abbildung 150.



Soweit Schieber- und Klappenregulierung in Betracht kommt, berechnet sich der Druck, welcher bei der Bewegung in Reibung umzusetzen ist, aus der einfachen Beziehung

$$K_w = F H \mu \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 125.$$

Darin bedeutet

F die vom Wasser gedrückte Fläche,

H den Schwerpunktsabstand der gedrückten Fläche bis Oberwasserspiegel,

μ einen Reibungs-Koeffizient von der Grösse $0{,}30 \div 0{,}37$.

Wird der Turbine das Wasser durch eine Rohrleitung zugeführt, so enthält das in der Leitung mit der Geschwindigkeit w_s strömende Wasser eine Arbeitsfähigkeit im Betrage von

$$A = \frac{FL\gamma}{g}\, \frac{w_s^2}{2}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 126.$$

wenn F den Querschnitt und L die Länge der Leitung bezeichnet. Diese kinetische Energie des strömenden Wassers kann beim Schliessen des Leitapparates nicht ohne weiteres vernichtet werden. Sie erzeugt vielmehr vor dem Leitapparat eine Drucksteigerung, welche bedingt, dass dieser, um die Turbinenleistung nach der Belastung einzustellen, bedeutend mehr geschlossen werden

muss, als es ohne die Drucksteigerung nötig wäre. Während der Schliessperiode geht nun ein Teil der zu verrichtenden Energie auf die den Leitapparat verlassende Wassermenge über. Infolgedessen wird eine Druckabnahme stattfinden und die durch die Drucksteigerung ausgedehnten Rohre sich zusammenziehen. Der sich hierbei ergebende Mehrinhalt von Wasser wird gegen das freie Rohrende gedrückt und hemmt dort das in entgegengesetzter Richtung strömende Wasser, was vor dem Leitapparat eine Druckabnahme verursacht. Kommt der Strömungszustand wieder zustande, so wiederholt sich die Drucksteigerung in etwas schwächerem Masse. Auf diese Weise schwingt das Wasser längere Zeit (bis oft eine halbe Stunde und mehr) in der Leitung hin und her, bis infolge der Reibungswiderstände es zur Ruhe kommt.

Den Anstoss zu letzteren Schwingungen gibt also der rasche Rohrabschluss. Der Verlauf der Druckschwankungen ist abhängig von dem Gesetze, nach welchem die Schliessbewegung des Leitapparates erfolgt. Wir machen nun die Annahme, dass die Drucksteigerung im geraden Verhältnis mit der Zeit anwachse, ihren Höchstwert demnach bei vollständigem Rohrabschluss erreiche. Mit Einführung der Regulatorschlusszeit t_s wird die Drucksteigerung

$$P_d = \frac{2\,\psi\, F L\, \gamma\, w_z}{g\, t_s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 127.$$

Hierin ist $\psi = 0{,}7$ zu setzen und bedeutet einen Koeffizienten, der der Unsicherheit unserer Annahme Rechnung tragen soll. Letztere Gleichung durch den Rohrquerschnitt F dividiert ergibt den Rohrwandungsdruck pro Flächeneinheit zu

$$p_d = \frac{2\,\psi\, L\, w_z}{g\, t_s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 128.$$

Bezeichnen wir noch mit p_n den normalen Betriebsdruck, unter dem die Leitung steht, so erhalten wir mit diesem den im Augenblick des Abschlusses vor dem Leitapparat herrschenden Gesamtdruck

$$p_g = p_n + \frac{2\,\psi\, L\, w_z}{g\, t_s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 129.$$

Das wirksamste Mittel zur Verhinderung von Drucksteigerungen bei Rohrabschluss sind Druckregulierapparate, wie an späterer Stelle eingehend beschrieben. Die Anordnung eines Windkessels, welcher denselben Zweck befolgt, ist zu verwerfen; da der Windkessel in Verbindung mit der Rohrleitung ein weiteres schwingendes System darstellt, das bei gleicher Periodenzahl mit dem zuerst besprochenen leicht zu gefahrbringenden Resonanzerscheinungen führen kann. Auch erhalten die Windkessel zu grosse Abmessungen und die ständig nötige Belüftung ist sehr umständlich. Bei kleineren Druckhöhen wirken Standrohre verhältnismässig besser.

Beispiel:

Eine Turbinenleitung von 600 m Länge und 1000 mm l. W. werde in vier Sekunden zum Abschluss gebracht. Wie hoch steigt der Druck vor dem Turbinen

leitapparat bei einer Wassergeschwindigkeit im Rohre von $w_s = 2{,}00$ m, wenn normal $p_n = 9{,}5$ atm. beträgt?

Nach unserer Gleichung 129 folgt der Gesamtdruck

$$\underline{p_g} = 95 + \frac{2 \cdot 0{,}7 \cdot 600 \cdot 2}{g \cdot 4} = \infty\ 138 \text{ m} = \underline{13{,}8 \text{ atm.}},$$

und damit die Drucksteigerung zu $13{,}8 - 9{,}5 = 4{,}3$ atm.

Beispiel:

Der ringförmige Planschieber unserer Abbildung 151 hat einen äusseren Durchmesser von 1600 mm und einen inneren von 1200 mm. Der Partialitätsgrad $p = 0{,}25$. Auf dem Schieber ruht eine Wassersäule von 2 m.

Wie gross ist der Zahndruck, wenn das Zahnrad, das die Bewegung des Schiebers einleitet, einen Durchmesser von 1450 mm hat?

Es berechnet sich die Schieberfläche

$$\underline{F} = (16^2 - 12^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}25 = \underline{22 \text{ dcm}^2}$$

und damit nach Gleichung 125, die Kraft zur Ueberwindung der Reibung

$$\underline{K_w} = 22 \cdot 20 \cdot 0{,}32 = \infty\ \underline{140 \text{ kg}}.$$

Angenommen, die Reibung greife genau in der Mitte der Schieberbreite an, dann folgt das Reibungsmoment in bezug auf die Drehachse

$$\underline{M} = \frac{0{,}80 + 0{,}60}{2} \cdot 140 = \underline{98 \text{ mkg.}}$$

Damit berechnet sich der gesuchte Zahndruck aus

$$\frac{98}{0{,}725} = \underline{135 \text{ kg}},$$

welcher für die Berechnung der Zahnstärke auf 150 kg abzurunden ist.

§ 29.

Berechnung des hydraulischen Servomotors.

Der Hub des Arbeitskolbens ist unter Annahme der Schlusszeit des Regulators festzulegen. Unter Schlusszeit eines hydraulischen Regulators, wie überhaupt aller Regulatoren, versteht man nochmals wiederholt die Zeit, welche der Regulator nötig hat, um die ganz offene Turbine vollständig zu schliessen oder die ganz geschlossene Turbine vollständig zu öffnen. Man hat stets eine möglichst kleine Schlusszeit anzustreben, also auch kleinen Hub. Im übrigen ist die Grösse des Arbeitskolbenhubes zum Teil an die konstruktive Ausführung gebunden.

Die Arbeit, die der Servomotor zu leisten hat, um eine Verstellung des Regulierorgans der Turbine in einem bestimmten Sinne zu erzielen, hat man sich für die Rechnung in zwei Teile $K = K_i + K_r$ zerlegt zu denken. K_i bedeutet diejenige Arbeit, welche bei reibungslosem Betriebe aufzuwenden ist, um den

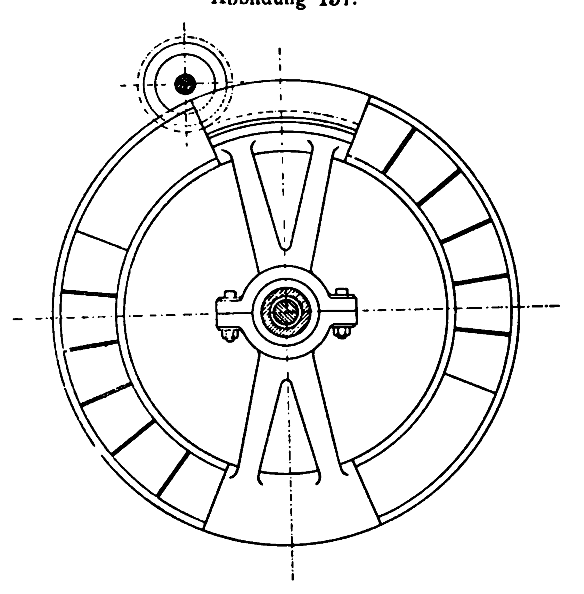
Kräften des Regulierorgans (hydraulische Drucke bei Drehschaufel- und Zungenregulierung, Gewichte bei Zylinderschützenregulierung etc.) das Gleichgewicht zu halten. Letztere können innerhalb eines Hubwechsels sowohl gleich wie veränderlich sein und auch von positiv zu negativ übergehen. Je nachdem ergibt sich ein Servomotor doppeltwirkend, mit gewöhnlichem und Differentialkolben, oder einfachwirkend. K_r ist der Betrag zur Ueberwindung der Reibung. Seine Grösse ist durch den Versuch festzustellen. Die Grösse des Servomotors ist nach dem 3÷4fachen Rechnungswert von K auszuführen. Vergleiche auch hierüber Tabelle VI.

Aus der Arbeit K (in mkg unabhängig von der Zeit) und dem Kolbenhub a berechnet sich die Kolbenkraft zu $P = \frac{K}{a}$, woraus im Verein mit dem Kolbenquerschnitt F der spezifische Kolbendruck zu

$$p_k = \frac{P}{F} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 130.$$

folgt, welcher für die Bewegung des Kolbens aufzuwenden ist.

Abbildung 151.



Um die Grösse des Druckes p_{st} zu bestimmen, welcher die Druckflüssigkeit beim Durchgang durch den Steuerkanalquerschnitt f zu beschleunigen hat, bezeichnen wir folgende Werte:

p der für den Servomotor verfügbare Druck, worunter zu verstehen ist der Wasserdruck am Anschluss an die Hochdruckleitung oder bei künstlichem Druckgefälle der Druck im Windkessel.

φ ein Koeffizient, der die Bewegungswiderstände, welche das Druckmittel auf dem Wege bis zum Steuerorgan erfährt, berücksichtigt. Er kann gesetzt werden zu $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}8$.

Damit ergibt sich für den einfachwirkenden Servomotor

$$p_{st} = \varphi \, (p - p_k) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 131.$$

und für den doppeltwirkenden bei vorausgesetzt gleichen Zylinderseiten und gleichem Steuerkanal-Ein- und -Auslass

$$p_{st} = \varphi \left(\frac{p - p_k}{2}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 132.$$

Mit dem Druck nach Gleichung 131 oder 132 bestimmt sich aus der zugehörigen Gefällshöhe H_{st} die Durchflussgeschwindigkeit im Steuerkanalquerschnitt aus der Beziehung

$$c = \zeta \sqrt{\frac{2 g H_{st}}{\gamma}}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 133.$$

hierin ist ζ ein Koeffizient für die Reibung des Druckmittels im Steuerorgan und für die Kontraktion, welcher zu $\zeta = 0{,}2 \div 0{,}6$ zu setzen ist.

γ bedeutet das spezifische Gewicht des Druckmittels.

Aus der Durchflussgeschwindigkeit c und der Kolbengeschwindigkeit w_k des Servomotors, welche sich aus dem bedingten Kolbenweg und der anzunehmenden Schlusszeit ergibt, erhalten wir den Steuerkanalquerschnitt zu

$$f = \frac{F w_k}{c} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 134.$$

Um bei den verschiedenen Steuerungsvorgängen möglichst unveränderliche Druckzustände zu erhalten, sind die Leitungen vom Steuerorgan zum Arbeitszylinder und umgekehrt reichlich zu dimensionieren und kurz zu halten. Ausserdem ist darauf zu achten, dass das Druckwasser einer solchen Stelle der Wasserzuführung der Turbine zu entnehmen ist, an welcher eine geringe und wenig veränderliche Geschwindigkeit herrscht; also niemals am Spiralgehäuse einer Turbine. Soweit künstliches Gefälle (Druckpumpen in Verbindung mit Windkesseln) in Betracht kommt, ist diese Bedingung ohne weiteres erfüllt.

Damit man für alle Fälle den Druck in den Zuleitungskanälen bezw. unter dem Kolben des Servomotors variieren kann, empfiehlt es sich, Drosselhähne vorzusehen.

Beispiel: Welche Abmessungen erhält ein gleichseitig doppeltwirkender Servomotor für eine errechnete Regulierarbeit von $K = 600$ mkg. Das vorhandene Druckgefälle beträgt $p = 12$ atm. Das Druckmittel ist Oel von einem spezifischen Gewichte $\gamma = 0{,}93$.

Der Hub des Arbeitskolbens sei zu $a = 0{,}30$ m festgelegt. Die Kolbenkraft des Servomotors berechnet sich unter Annahme einer maximalen Arbeitsfähigkeit von $2\,K = 2 \cdot 600 = 1200$ mkg zu

$$\underline{P} = \frac{1200}{0{,}3} = \underline{4000\,\text{kg}}.$$

Der Kolbendurchmesser werde zu 340 mm gewählt, was einer Kolbenfläche von $F = 907$ cm² entspricht. Nach Gleichung 130 folgt dann der für die Bewegung am Kolben aufzuwendende Druck zu

$$\underline{p_k} = \frac{4000}{907} = \underline{4{,}42\,\text{atm}}$$

und hieraus das im Steuerkanal vorhandene Druckgefälle nach Gleichung 132 zu

$$\underline{p_{st}} = 0{,}6 \cdot \left(\frac{12 - 4{,}42}{2}\right) = \underline{2{,}27\,\text{atm.}}$$

Damit berechnet sich nach Gleichung 133 die im Steuerkanal herrschende Geschwindigkeit

$$\underline{c} = 0{,}45 \cdot \sqrt{\frac{2 g \cdot 22{,}7}{0{,}93}} = \underline{9{,}75\,\text{m}/_{\text{sk}}}.$$

Nehmen wir eine Schlusszeit des Regulators von 4 Sekunden an, so folgt für den Kolbenhub von $a = 0{,}30$ m eine Kolbengeschwindigkeit $w_k = 0{,}075$ m/sk, woraus nach Beziehung der Gleichung 134 der erforderliche Steuerkanalquerschnitt

$$\underline{f} = \frac{907 \cdot 7{,}5}{975} = \infty \underline{7 \text{ cm}^2}$$

wird. Für die Ausführung des Steuerschiebers sei auf Abb. 144 verwiesen. Nehmen wir den Durchmesser des Kolbenschiebers zu 3 cm an, so folgt eine Steuerkanalhöhe von

$$\frac{7}{3 \cdot \pi} = \underline{0{,}74 \text{ cm.}}$$

Zur Dimensionierung der Zu- und Abflussleitungen des Steuerorgans berechnen wir uns die in der Zeiteinheit erforderliche Oelmenge zu

$$\underline{q} = \frac{F\,a}{t_s} = \frac{907 \cdot 30}{4} = \underline{6800 \text{ cm}^3/_{\text{sk}}.}$$

Aus der Beziehung $q = f_z\, w_z$ und für $w_z = 2{,}5$ m/sk eingeführt, folgt die lichte Weite der Zu- und Abflussleitung zu

$$\underline{f_z} = \frac{6800}{250} = \underline{27{,}2 \text{ cm}^2,}$$

was abgerundet einem Leitungsdurchmesser von 55 mm l. W. entspricht.

§ 30.

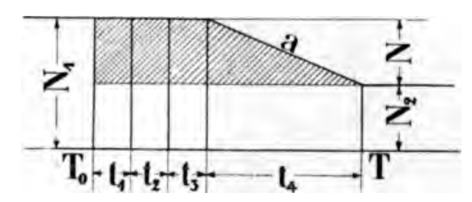
Berechnung der Betriebsschwungmassen für Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator.

Damit das Tachometer richtig arbeiten kann, müssen genügend grosse Betriebsschwungmassen vorhanden sein. Dieses bedingt die Art und Weise des ganzen Reguliervorganges, wonach, nachdem das Tachometer, veranlasst durch die Tourenschwankung der Turbine, mittelbar die Regulierungsbewegung des Servomotors eingeleitet hat, es einer bestimmten Zeit, einem Teil der sogenannten Schlusszeit, bedarf, bis entsprechend dem neuen Belastungsfall der Leitradaustritt eingestellt ist. Während dieses Zeitabschnittes ist also fortwährend ein Ueberfluss oder ein Zuwenig an Kraft vorhanden, was eine Beschleunigung oder Verzögerung der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zur Folge hat. Soll letzteres vermieden werden, d. h. die Tourenschwankung der Turbine in geforderten Grenzen bleiben, dann muss eine genügend grosse Schwungmasse geschaffen werden, welche die vorkommenden Kraftstösse in Form von lebendiger Arbeit in sich aufnimmt, gemäss eines verlangten Gleichförmigkeitsgrades. Die Grösse der Betriebsschwungmassen richtet sich demnach zuerst nach den auftretenden plötzlichen Belastungsfällen und zweitens in bezug auf die Gleichförmigkeit des Betriebes nach dessen Art. Zumeist sind in den Transmissionen und rotieren-

den Dynamoteilen etc. schon wirksame Schwungmassen vorhanden, welche dann noch durch Turbinenschwungräder auf das richtige Mass zu ergänzen sind. In der Praxis wird die Grösse der Schwungmasse durch den Ausdruck $G D^2$ in kgm² angegeben. Hierin bedeutet G das Gewicht der Schwungmasse in kg, D ihren Trägheitsdurchmesser, worunter bekanntlich der doppelte Schwerpunktsabstand des Kranzquerschnittes von der Drehachse zu verstehen ist.

Die Grösse der erforderlichen Betriebsschwungmassen kann nun nach den Ausführungen von C. Hutzelsieder*) wie folgt bestimmt werden. Es betrage die Volleistung einer Turbine N_t PS, ihre Normalleistung N_1 PS. Tritt eine plötzliche Entlastung auf N PS ein, so wird innerhalb eines gewissen Zeitabschnittes sich die Tourenzahl der Turbine erhöhen. Den Zeitabschnitt, in welchem die Erhöhung der Tourenzahl stattfindet, denken wir uns in vier Abschnitte zerlegt und mit dem Zeitpunkt T_0 nach Abb. 152 anfangend.

Abbildung 152.



Der erste Zeitabschnitt wird verstreichen, um das Tachometer aus seiner Gleichgewichtslage zu bringen. Hierzu bedarf es einer Geschwindigkeitszunahme von εc, welche in den Schwungmassen vom Gewichte G und der Anfangsgeschwindigkeit c eine Arbeit von

$$A_1 = G \frac{c^2}{2g} 2 \varepsilon \text{ mkg} = G \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{2 \varepsilon}{75} \text{ PS} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 135.$$

aufspeichern wird, wenn wir die zweite Potenz von εc vernachlässigen. Angenommen, es sind N PS frei geworden, so wird dies in einem Zeitabschnitt von

$$t_1 = G \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{2 \varepsilon}{75 N} \text{ sk}$$

geschehen sein.

Der zweite Zeitabschnitt t_2 wird benötigt, um den toten Gang des Stellzeuges zu überwinden. Denken wir uns den toten Gang des Stellzeuges in einer Strecke x dargestellt und verstehen wir unter m den ganzen Muffenhub des Tachometers, so folgt aus der Zwangläufigkeit des Tachometers mit der Schlusszeit t_s des Turbinenregulators der Zeitabschnitt

$$t_2 = \varphi_1 \frac{x}{m} t_s \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 136.$$

Hierin ist φ_1 ein Koeffizient, welcher für die praktische Rechnung mit 1,06 anzunehmen ist.

Der dritte Zeitabschnitt t_3 umfasst die Zeit, bis das Regulierorgan der Turbine tatsächlich beginnt, die Ueberleistung abzuschützen und ist identisch

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1900, S. 956.

mit dem Zeitabschnitt, um bei einem hydraulischen Regulator das Steuerventil zu verstellen oder bei einem mechanischen das Schaltwerk auszulösen.

Der vierte Zeitabschnitt t_4 endlich stellt die Zeit dar, innerhalb welcher die Ueberleistung von N PS abgeschützt wird. Diese Abschützung der Leistung möge der Einfachheit halber nach der Geraden a in unserer Abb. 152 verlaufen, dann ist, da in der Zeit t_s die Volleistung N_t abgeschützt werden kann,

$$t_4 = \varphi_2 \frac{N}{N_t} t_s.$$

Hierin ist φ_2 ein Koeffizient > 1.

Der Zeitabschnitt t_4 endigt in dem Zeitpunkt T, in welchem die Schwungmassen die Grösstgeschwindigkeit erlangt haben.

In unserer Abb. 152 stellt die schraffierte Fläche die von den Schwungmassen in der Zeit

$$T - T_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

aufzunehmende Kraftleistung dar. Sie berechnet sich zu

$$A_s = 75\,N\left(t_1 + t_2 + t_3 + \frac{t_4}{2}\right) \text{mkg}$$

$$= 75\,N\left[G\frac{c^2}{2g}\frac{2\varepsilon}{75\,N} + \left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\frac{N}{N_t}\right) t_s + t_3\right]$$

Diese Ueberleistung A_s wird den Schwungmassen von dem Gewichte G eine Geschwindigkeit von $c + \delta c$ erteilen.

Mit Bezug auf unsere Gleichung 135 kann bei dem verhältnismässig kleinen δc gesetzt werden

$$G\frac{c^2}{2g} 2\delta = 75\,N\left[G\frac{c^2}{2g}\frac{2\varepsilon}{75\,N} + \left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\frac{N}{N_t}\right) t_s + t_3\right]$$

und es folgt nach einer weiteren Umformung die Hauptgleichung

$$\frac{G c^2}{N_t}(\delta - \varepsilon) = 736 \frac{N}{N_t}\left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\frac{N}{N_t}\right) t_s + t_3\right] \quad . \; . \; . \quad 137.$$

Aus der Hauptgleichung bestimmt sich sodann bei vorhandener Schwungmasse der Ungleichförmigkeitsgrad der Turbine zu

$$\delta = \varepsilon + 736 \frac{N}{G c^2}\left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\frac{N}{N_t}\right) t_s + t_3\right] \quad . \; . \; . \quad 138.$$

und bei gefordertem Ungleichförmigkeitsgrad die nötige Betriebsschwungmasse aus der Beziehung

$$G c^2 = \frac{736 N}{\delta - \varepsilon}\left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\frac{N}{N_t}\right) t_s + t_3\right]$$

Für die praktische Rechnung ist, wie eingangs erwähnt, die Schwungmasse abhängig von dem Schwerpunktsdurchmesser anzugeben. Mit Einführung der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi n}{30}$ kann die linke Seite der vorhergehenden

Gleichung auch geschrieben werden: $G c^2 = G \left(\frac{D}{2} \omega\right)^2$, womit wir endgültig abgerundet erhalten

$$GD^2 = \frac{3000 N}{\omega^2 (\delta - \varepsilon)} \left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2} \frac{N}{N_t} \right) t_s + t_1 \right] \quad . \ . \ . \ . \quad 139.$$

Beispiel:

Für eine hydraulisch regulierte Hochdruckturbine von $N_t = 100$ PS bei 500 $\mathrm{Uml}/_{\min}$ ist das Schwungkranzgewicht zu berechnen. Verlangt wird, dass bei plötzlicher Entlastung von 25 % der Volleistung die grösste Tourenschwankung 3 % betrage.

Beträgt die Schlusszeit des Regulators 4 sk, der Unempfindlichkeitsgrad des Tachometers $\varepsilon = 0{,}002$ und führen wir $\frac{x}{m} = 0{,}05$, den Koeffizient $\varphi_1 = 1{,}06$ und $\varphi_2 = 1{,}1$ in die Rechnung ein, so erhalten wir mit dem gegebenen $\omega = 52{,}36$ und dem geforderten Ungleichförmigkeitsgrad der Regulierung $\delta = 0{,}03$ für den Entlastungsfall $\frac{N}{N_t} = 0{,}25$ nach der Gleichung 139

$$GD^2 = \frac{3000 \cdot 25}{2740 \cdot 0{,}028} \cdot \left[\left(1{,}06 \cdot 0{,}05 + \frac{1{,}1}{2} \cdot 0{,}25\right) \cdot 4 + 1 \right]$$

$$\underline{GD^2} = \frac{3000 \cdot 25}{2740 \cdot 0{,}028} \cdot 1{,}762 = \infty \underline{1700 \text{ kgm}^2}.$$

Nehmen wir den Schwerpunktsdurchmesser des Schwungrades zu 1,6 m an, so ergibt sich das Schwunggewicht

$$\underline{G} = \frac{1700}{1{,}6} = \underline{1060 \text{ kg}}.$$

Dieses Schwunggewicht ist in einem Kranzquerschnitt von

$$\underline{F} = \frac{G}{D \pi \gamma} = \frac{1060}{16 \cdot \pi \cdot 7{,}5} = \underline{2{,}8 \text{ dcm}^2}$$

unterzubringen, was einer Kranzbreite von 20 cm und einer Kranzhöhe von 14 cm entsprechen würde.

§ 31.

Die Widerstandsregler.

In dem Wort liegt schon die Erklärung des Regelungsvorganges. Dieser besteht darin, dass die überschüssige Kraft, welche die Erhöhung der Tourenzahl veranlasst, durch Einschalten von Widerständen unwirksam gemacht wird. Wird nun die überschüssige Kraft aufgespeichert, akkumuliert, dann spricht man von einem Nutzwiderstandsregler; wird dieselbe einfach vernichtet, dann spricht man von einem Bremsregulator. Die erste Art wird selten angewandt,

die letztere dagegen, trotz ihrer grossen Unökonomie, recht häufig. Je nach der Art der Arbeitsverrichtung spricht man von einem hydraulischen Reibungs- oder elektro-magnetischen Bremsregulator, siehe die Abb. 153 und 154.

Im Prinzip besteht ein hydraulischer Bremsregulator aus einem Gefäss mit zwei Räumen, die nur durch ein vom Tachometer gesteuertes Ventil untereinander in Verbindung stehen, und einer Zentrifugalpumpe, welche einen

Abbildung 153.



Hydraulischer Bremsregulator. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

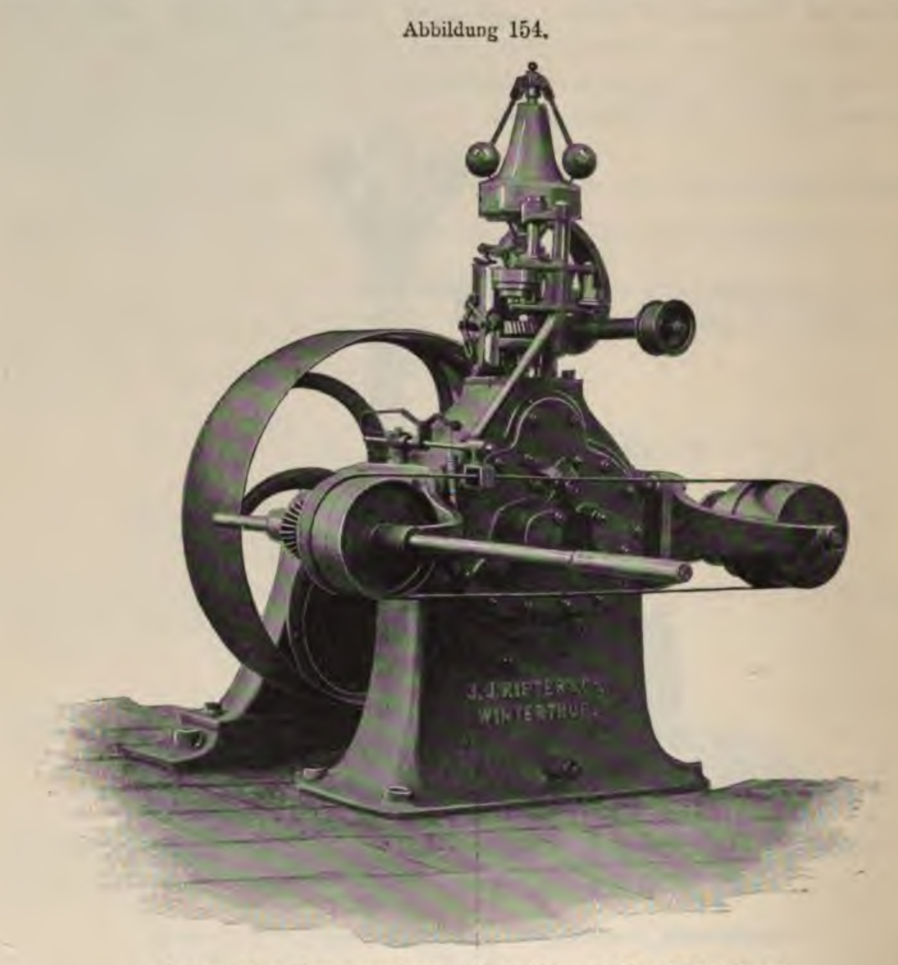
beständigen Kreislauf der in dem Gefäss befindlichen Flüssigkeit erzeugt. Der Antrieb des Pendels und der Pumpe erfolgt von der Turbinenwelle aus.

Leistet die Turbine die volle Arbeit, so ist das Ventil ganz geöffnet; die Pumpe hat nur eine Arbeit zu leisten, welche dem Widerstand des durchfliessenden Wassers durch die ganze Ventilöffnung entspricht. Tritt eine Entlastung der Turbine und, daraus resultierend, ein Kraftüberschuss auf, so wird durch das Tachometer das Ventil betätigt, der Querschnitt verkleinert. Die Pumpe hat jetzt eine dem Arbeitsüberschuss entsprechende Mehrarbeit zu leisten.

Dieser Vorgang wiederholt sich, wodurch die Geschwindigkeit des ganzen Triebwerkes innerhalb der Grenzen des Ungleichförmigkeitsgrades des Tachometers erhalten bleibt.

All diesen Apparaten haftet der Nachteil an, dass sich ihre laufenden Teile sehr stark abnutzen und dass sie für grosse Anlagen sehr teuer und platz-

Abbildung 154.



Hydraulischer Bremsregulator. (J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

raubend sind. Ihr Anwendungsgebiet für Turbinen ist beschränkt und vom rationellen Standpunkt aus verwerflich. In einzelnen Fällen, wo Kraft im Ueberfluss und grosse Kraftstösse sofort auszugleichen sind, dürfte sich ein Bremsregulator noch empfehlen.

Für letzteren Fall, soweit es sich um eine Ueberdruckturbine mit Saugrohr handelt, hat eine andere Art von Widerstandsregler den Vorzug zu erhalten, dessen Wirkungsweise ist, das Sauggefälle schrittweise zu vernichten

und damit in bestimmten Grenzen die Leistung der Maschine zu verkleinern. Die Einrichtung des ganzen Apparates besteht aus einem Rohr, das oben an dem durchbohrten Saugrohr angeschlossen ist und mit dem andern durch ein Ventil oder eine Klappe verschlossenen Ende an einer beliebigen Stelle in die Luft ragt. Das Ventil ist nun derartig mit dem Turbinenregulator zwangläufig mittelst Stellzeug gekuppelt, dass eine grössere Schliessbewegung des Regulators ein Oeffnen des Ventils verursacht. Bei normalem Betrieb ist also das Ventil wegen des in dem Saugrohr herrschenden Saugdruckes geschlossen. Tritt eine Unterbelastung der Turbine ein, so öffnet der Regulator das Ventil, vernichtet das wirksame Sauggefälle dadurch, dass Luft in das Saugrohr eintritt, wodurch die Leistung dementsprechend verringert wird.

Die Einrichtung übernimmt also in Gemeinschaft mit dem Turbinenregulator die Geschwindigkeitsregulierung, indem sie Nutzgefälle durch teilweise Vernichtung des Sauggefälles verkleinert, während das Regulierorgan der Turbine auf die Schluckwassermengen durch Verkleinerung des Eintrittsquerschnittes einwirkt. Zum An- und Abstellen grösserer Turbinen leistet sie ebenfalls vorzügliche Dienste.

§ 32.

Die Wasserdruckregulatoren.

Die Wasserdruckregulatoren bezwecken, das Auftreten von Druckschwankungen in den Rohrleitungen, hervorgerufen durch den schnellen Abschluss der Regulierorgane, zu verhindern. Sie bilden also eine Sicherheitsvorrichtung gegen Rohrbrüche und ersetzen die hierfür früher angewandten Windkessel und Sicherheitsventile etc. Hauptsächlich aber erleichtert der Wasserdruckregulator die Funktion des Turbinengeschwindigkeitsregulators, indem er seine Bewegung stetiger macht und demzufolge kleinere Schwungmassen hierbei erlaubt. Die Wasserdruckregulatoren sind bei jeder modernen Hochdruckturbine anzutreffen und geben ihr das typische Gepräge.

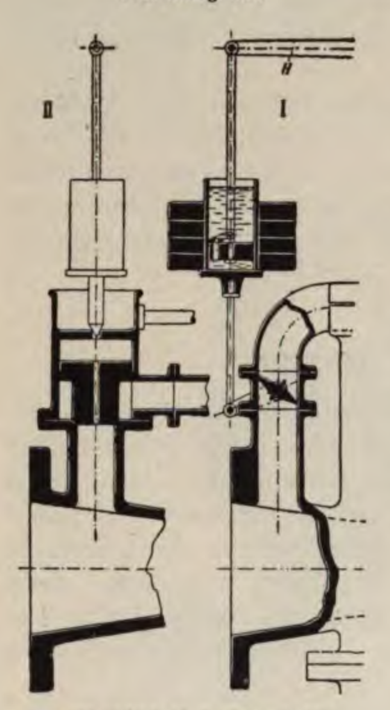
In ihrem Wesen bestehen alle Druckregulatoren darin, dass bei Schliessung des Leitapparatquerschnittes sich gleichzeitig ein Leerlauf von meist gleichem Querschnitt, welcher an die Druckleitung angeschlossen ist, automatisch öffnet, um sich hierauf ebenfalls wieder selbsttätig langsam zu schliessen. Auf Kosten eines kleinen Wasserverlustes wird also der gleichförmige Bewegungszustand des Wassers aufrechterhalten und der neue Beharrungszustand allmählich und gefahrlos hergestellt, ohne dass, wie bei Windkesseln und Standrohren die Wassersäule des Zuflussrohres in Schwingungen gerät und so den Regulator unwirksam macht. Ist Wasser im Ueberfluss vorhanden, so lässt sich eine gleichmässige Wasserbewegung im Zuflussrohr auf die einfache Weise sichern, dass man noch einen Leerlauf vorsieht, dessen Abschlussorgan zwang- und gegenläufig zu kuppeln ist. Man hat also einen Leitapparat mit synchronem Wasserdurchfluss für diesen Fall vorzusehen.

Die Güte eines Druckregulators hängt vor allem von dem schnellen Oeffnen des Leerlaufes ab. Je plötzlicher dieses erfolgt, um so besser wird auch der Geschwindigkeitsregulator arbeiten.

Der von Escher, Wyss & Co., Zürich, für kleinere Ausführungen verwandte Druckregulator zeigt nach Abb. 155 folgende Anordnung:

Das Druckregulierventil ist kolbenförmig ausgebaut; der obere Teil des Ventilzylinders ist mit dem Einlaufrohr der Turbine verbunden, erhält also direkten Druck. Dieser Druck kann aber reduziert werden, indem das Wasser durch die durchbohrte Verlängerung des Ventilkolbens austreten kann, wenn ein die Durchbohrung abschliessendes kleines Ventil geöffnet wird. Dies geschieht, sobald der Arbeitskolben des Servomotors, welcher durch einen Hebel mit dem genannten kleinen Ventil verbunden ist, in die Höhe geht, also eine schliessende Bewegung macht. Dann nimmt der Druck über dem Ventilkolben des Druckregulierapparates sofort ab, der Druck von unten, welcher vorher, weil auf eine kleine Fläche wirkend, kleiner war als der Druck von oben, erhält das Uebergewicht, so dass das Leerlauf- oder Druckregulierventil aufgeht und das Wasser in ein Ablaufrohr austreten kann.

Abbildung 155



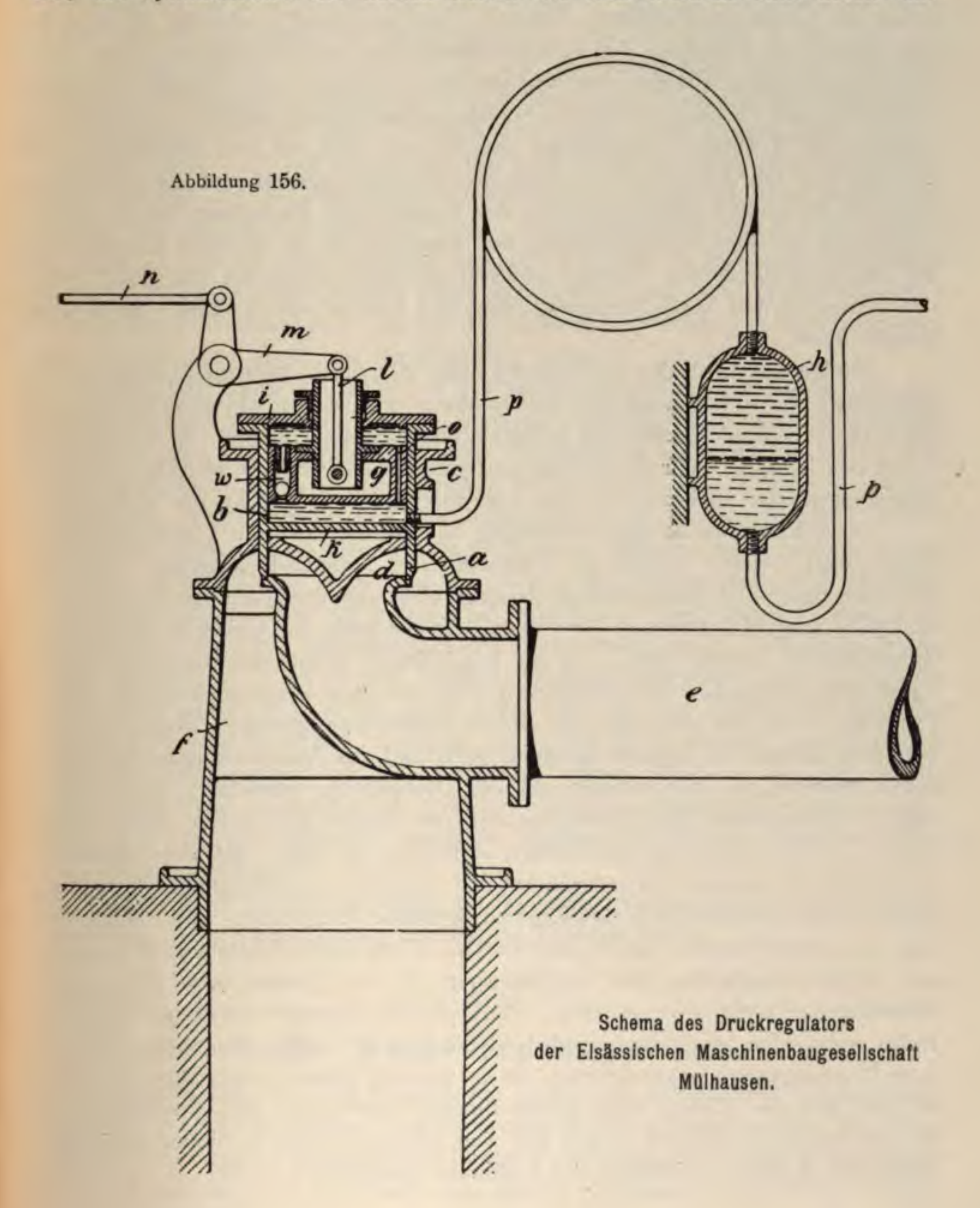
Automatischer Druckregulator.
(Escher, Wyss & Co., Zürich.)

Die Austrittsöffnung des Ventiles ist so gross, dass durch dieselbe gleich viel Wasser austreten kann, wie beim Leitapparat der Turbine abreguliert wird, im Maximum die ganze Wassermenge, für welche die Turbine gebaut ist. Das kleine Druckregulierventil wird, nachdem die Regulierung zur Ruhe gekommen ist, durch das Eigengewicht des auf demselben ruhenden Kataraktzylinders wieder geschlossen; dass dies nicht allzu schnell geschieht, bewirkt ein nach Bedürfnis regulierbarer Oelkatarakt.

Eine zweite Ausführung eines Druckregulators für grössere Turbinen erkennen wir in den folgenden Abb. 156 und 179. Die Konstruktionszeichnungen sind auf den Tafeln XVII und XLI wiedergegeben. Derselbe ist der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft, Mülhausen, patentiert und besteht nach Abb. 156 aus einem beweglich angeordneten allseitig geschlossenen Zylinder, der an das Abschlussorgan des Leerlaufs der Turbine zwangläufig angeschlossen ist und dessen Stufenkolben mit dem durch Geschwindigkeitsregler oder von der Hand bewegten Regelungsgetriebe der Turbine in unveränderlicher Verbindung steht. Der Zylinder

ist durch ein Rohr an eine Druckquelle beliebiger Art — die entweder die Druckleitung selbst, so dass also der natürliche Wasserdruck benutzt wird, oder auch ein Akkumulator irgend welcher Art sein kann, wobei der Druck künstlich hervorgebracht wird — so angeschlossen, dass er stets mit Druckflüssigkeit gefüllt ist; die Zylinderräume auf beiden Seiten des Stufenkolbens sind durch eine

Abbildung 156.



Schema des Druckregulators der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft Mülhausen.

Oeffnung von sehr geringem Querschnitt miteinander verbunden, so dass also im Beharrungszustand auf beiden Seiten gleicher Flüssigkeitsdruck herrscht und der Zylinder bei festgehaltenem Kolben infolge der Verschiedenheit der wirksamen Zylinderflächen eine Bewegung herbeiführt, deren Richtung, durch die Lage der grösseren Fläche bestimmt, so gewählt ist, dass sie das Abschlussorgan des Leerlaufes (Schieber, Schütze, Ventil und dergl.) schliesst. Wird nun bei eintretender Abnahme des Arbeitswiderstandes der Stufenkolben durch das vom Geschwindigkeitsregler oder von der Hand bewegte, zum Zwecke der Verminderung der Aufschlagmenge in Schliessungsbewegung begriffene Regelungsgetriebe der Turbine in Bewegung gesetzt, so wird, da die Flüssigkeit im Zylinder nur sehr langsam durch den engen Verbindungskanal von einer Kolbenseite auf die andere gelangen kann, der Zylinder der Bewegung des Kolbens folgen und die Abschlussvorrichtung des Leerlaufs öffnen, wodurch Wasser aus der Druckleitung in den Leerlauf abfliesst und nach Massgabe der abströmenden Wassermenge eine Steigerung des Druckes in der Leitung vermieden werden kann.

Infolge des durch den Verbindungskanal allmählich herbeigeführten Druckausgleiches zu beiden Seiten des Stufenkolbens wächst der wirksame Druck auf die grössere Zylinderfläche und bewegt schliesslich den Zylinder, da der Kolben durch das in Ruhe befindliche Regelungsgetriebe festgehalten wird, langsam in entgegengesetzter Richtung, bis der Leerlauf wieder vollständig geschlossen ist.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende: Soll die Turbine geringer beaufschlagt werden infolge der Abnahme des Arbeitswiderstandes, so wird entweder durch den Geschwindigkeitsregler oder von der Hand ein Zug auf die Stange *n* ausgeübt, wodurch der Stufenkolben *g* nach der kleineren wirksamen Zylinderfläche bewegt wird. Da die im Zylinder befindliche, denselben stets vollständig ausfüllende Druckflüssigkeit (Oel) nur sehr langsam durch die enge Oeffnung *o* von der einen auf die andere Kolbenseite gelangen kann, so wird von dem Kolben der Zylinder mitgenommen und das Abschlussorgan des Leerlaufes geöffnet, so dass Wasser aus der Druckleitung abfliesst. Durch langsames Ueberströmen der Flüssigkeit auf die andere Kolbenseite findet bald darauf Druckausgleichung auf beiden Zylinderseiten statt, bis der wirksame Druck auf die grössere Zylinderfläche den Zylinder in rückgängige Bewegung setzt, da der Kolben durch das Regelungsgetriebe festgehalten wird. Der Leerlauf wird somit langsam wieder geschlossen. Wenn infolge eintretender Zunahme des Arbeitswiderstandes eine Vergrösserung der die Turbine beaufschlagenden Wassermenge nötig wird, so wird — im Falle die Absperrvorrichtung des Leerlaufes noch offen sein sollte — diese durch das in Oeffnungsbewegung befindliche Regelungsgetriebe geschlossen. Ist der Leerlauf jedoch bereits abgeschlossen, so wird sich der Kolben dem Zylinderboden nähern und die Druckflüssigkeit auf die andere Kolbenseite durch das sich öffnende Ventil *w* hindurchdrängen, wobei die Absperrvorrichtung des Leerlaufes geschlossen bleibt.

Die Zeichnung der Tafel XLI gibt uns ein Anwendungsbeispiel des vorstehend beschriebenen Druckregulators an einer Hochdruckturbine mit hydraulischem Geschwindigkeitsregulator unter natürlichem Wasserdruck. Seine Wirkungsweise ist kurz wiederholt folgende. Angenommen, die Turbine wird geringer beaufschlagt, so bewegt sich der Arbeitskolben *V* des Servomotors nach unten und schliesst vermittels der Kolbenstange *C* und der Zunge *S* die Düse ab. Gleichzeitig bewegt sich aber auch der auf der hohlen Kolbenstange *b* sitzende Stufenkolben *a* des Druckregulators nach unten und wird, da das Druckwasser nur langsam aus dem Raum *p* durch den engen Kanal *r* nach dem Raum *o* strömen kann, auch den Zylinder *G* mit nach unten bewegen und damit durch das Gestänge *x y* den Schieber *i* des Freilaufes *k* öffnen, und zwar in gleichem Masse wie die Düse geschlossen wird. Allmählich aber wird sich in Raum *o* derselbe Druck wie in *p* einstellen, und weil hier auf die grössere Kolbenfläche wirkend, den Zylinder *g* nach oben verschieben und den Leerlaufschieber *i* wieder langsam schliessen. *n* ist ein Spiralschlauch, welcher dem Druckregulator das Druckwasser direkt aus der Zuleitung liefert.

Auf der Tafel XL ist noch ein weiterer Druckregulator einer Doppellöffelradturbine nach Ausführungen der Prager Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Ruston & Co., Prag, dargestellt. Derselbe ist zwischen die beiden Einläufe *E* eingebaut. *L* ist der Leerlauf, welcher durch ein kolbenartiges Ventil gegen die Anschlussleitung *B* der Druckleitung abgeschlossen wird. Hierzu erhält das Kolbenventil von oben durch Rohr *d* direkten Druck aus der Druckleitung. Dieser Druck in *A* kann nun durch den Regulierstempel *S* verändert werden, welch letzterer vermittels Oelkataraktes *O* und seines Gestänges in Verbindung mit dem Arbeitskolben des Servomotors steht. Vergleiche hierzu auch die Tafeln XXXVIII und XXXIX. Sobald also dieser eine schliessende Bewegung macht, d. h. in die Höhe geht, wird sich der Stempel *S* heben, die Durchlassöffnung freigeben, wodurch der Druck in *A* abnimmt und der in *B* die Ueberhand gewinnt und den Leerlauf *L* öffnet. Nachdem die Regulierung wieder zur Ruhe gekommen ist, wird der Stempel *S* allmählich in seine Schlussstellung zurückgehen, veranlasst durch das Eigengewicht des auf demselben ruhenden Kataraktzylinders.

Auf Tafel XXXV ist noch ein weiterer Druckregulator im Schnitt zu erkennen. Das Leerlauforgan ist hier ein Kolbenschieber.

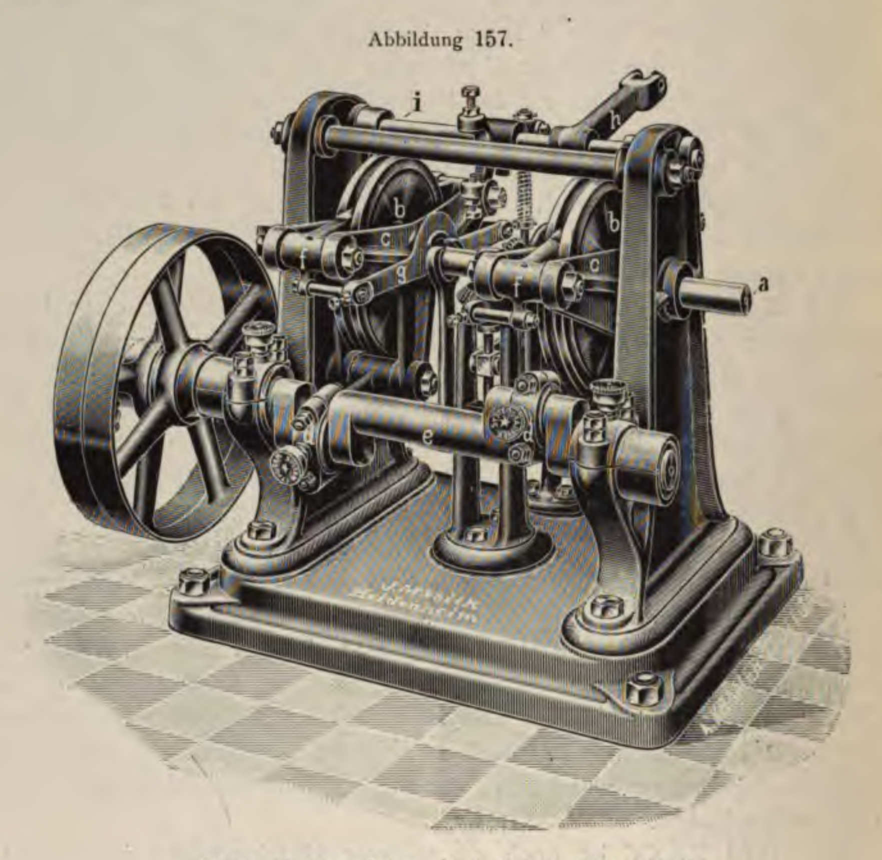
§ 33.

Die Wasserstandsregulatoren.

Eine weitere Art von Regulatoren bilden die sogenannten Wasserstandsregulatoren. Sie bezwecken, bei stark veränderlichen Wasserkräften den Oberwasserspiegel auf einem konstanten Niveau zu erhalten und so eine gleichmässige Gefällsausnützung und damit auch eine günstige Kraftausnützung herbeizuführen.

Der Wasserstandsregulator entspricht in seiner Zusammensetzung genau einem Geschwindigkeitsregulator, nur dass an Stelle des Tachometers ein Schwimmer tritt. Dieser steht in Verbindung mit dem Schaltwerk oder Steuerorgan des Regulators und löst dasselbe entweder ein oder aus, je nachdem der Wasserspiegel steigt oder fällt. Als Schwimmer eignen sich nur solche mit zylindrischen Körpern, denn nur bei diesen entspricht jedem Zentimeter höheren Wasserstands eine grössere Energie.

Abbildung 157.



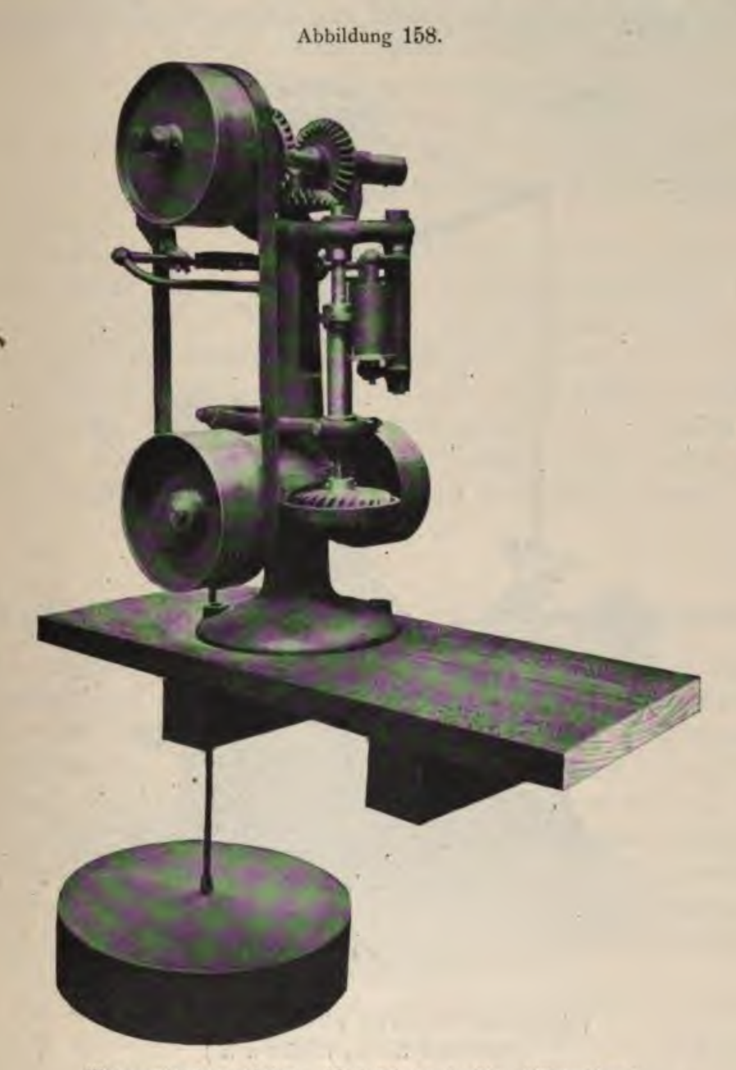
Wasserstandsregulator. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Die Schlusszeit eines Wasserstandsregulators beträgt bis zu $^1/_2$ Stunde, und der Zustand im Oberkanal ändert sich langsam und stetig.

Der Wasserstandsregulator kann sowohl allein als auch in Verbindung mit einem Geschwindigkeitsregulator angeordnet werden. In letzterem Fall lässt sich die Einrichtung so treffen, dass bei Wasserüberfluss der Geschwindigkeitsregulator und bei Wassermangel der Wasserstandsregulator auf das Regulierorgan der Turbine einwirkt.

Der Wasserstands- oder Schwimmerregulator, ist so aufzustellen, dass in erster Linie das Schwimmergestänge möglichst einfach und leicht ausfällt, damit schädliche Reibungen vermieden und die Regulierung empfindlich wird. Sodann

Abbildung 158.



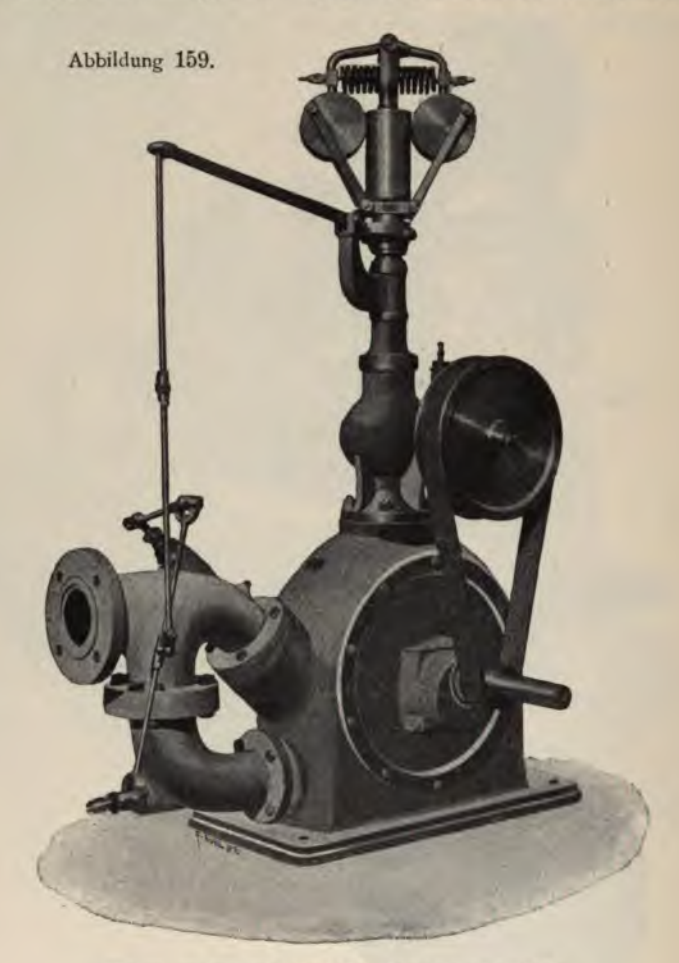
Wasserstandsregulator. (J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

ist darauf zu sehen, dass sich die Drehung der Arbeitswelle des Regulators tunlichst direkt auf das Regulierorgan der Turbine überträgt.

Die Anwendung von Schwimmerregulatoren kann bei allen Anlagen, bei denen die Turbine im offenen Schacht aufgestellt ist, oder bei geschlossenen Turbinen mit annähernd senkrechter Rohrleitung erfolgen.

Der im nachstehenden beschriebene mechanische Wasserstandsregulator ist eine Ausführung der Firma J. M. Voith, Heidenheim, und für eine maximale Regulierarbeit von 4500 mkg (unabhängig von der Zeit) gebaut. Die Arbeitswelle *a* (siehe Abb. 157) trägt fest aufgekeilt die beiden Keilräder *b*, sowie lose drehbar die beiden Schwingen *c*. Letztere erhalten durch Kurbelstängchen *d*

Abbildung 159.



Peltonturbine mit direkt wirkendem Regulator.
(H. Breuer & Co., Höchst a. M.)

und zwei um 180° versetzte Kurbeln der Arbeitswelle *e* ihre hin- und herschwingende Bewegung. Die Schwingen *c* tragen je zwei diametral angeordnete Sperrklinken *f*, welche in die Keilräder eingreifen. Je zwei gegenüberstehende Sperrklinken sind ihrerseits durch je einen, das Schwingen mitmachenden Lenker *g* verbunden, welcher in Mittelstellung beide Sperrklinken ausser Eingriff hält. Werden aber die Lenker nach der einen oder andern Seite hin

bewegt, so bringen sie auf der betreffenden Seite die Sperrklinken zum Eingriff und die Arbeitswelle wird nach der einen oder andern Richtung gedreht. Die Verschiebung der Lenker *g* wird durch den Schwimmer besorgt. Letzterer macht die Schwankungen des Oberwasserspiegels mit und überträgt seine Bewegungen durch ein Gestänge und den Hebel *h* auf die Schwimmerwelle *i*.

Zwischen den Lenkern *g* und der Schwimmerwelle *i* ist nun ein besonders konstruiertes Hebelwerk eingeschaltet, das bei geringster Drehung der Schwimmerwelle die Schaltbewegung sofort einleitet und ein Ueberregulieren verhindert. Die Drehung der Arbeitswelle wird auf das Regulierorgan der Turbine so übertragen, dass sich beim Steigen des Oberwasserspiegels die Beaufschlagung der Turbine vergrössert und beim Sinken verkleinert.

Der Schwimmerregulator ist so einzustellen, dass er das Regulierorgan der Turbine ganz geöffnet hält, sobald der Oberwasserspiegel Wehrhöhe, d. h. seinen höchsten Stand, erreicht hat. In dem Masse, wie die zufliessende Wassermenge abnimmt, wird der Wasserstandsregulator das Regulierorgan der Turbine schliessen, wobei der Oberwasserspiegel nur wenige Zentimeter unter Wehrhöhe sinken wird.

Die Abb. 158 stellt einen Wasserstandsregulator von J. J. Rieter & Cie., Winterthur, dar. Er gleicht im Aufbau einem mechanischen Geschwindigkeitsregulator, nur ist an Stelle des Tachometers der Schwimmer gesetzt.

§ 34.
Besprechung ausgeführter Turbinenregulatoren.

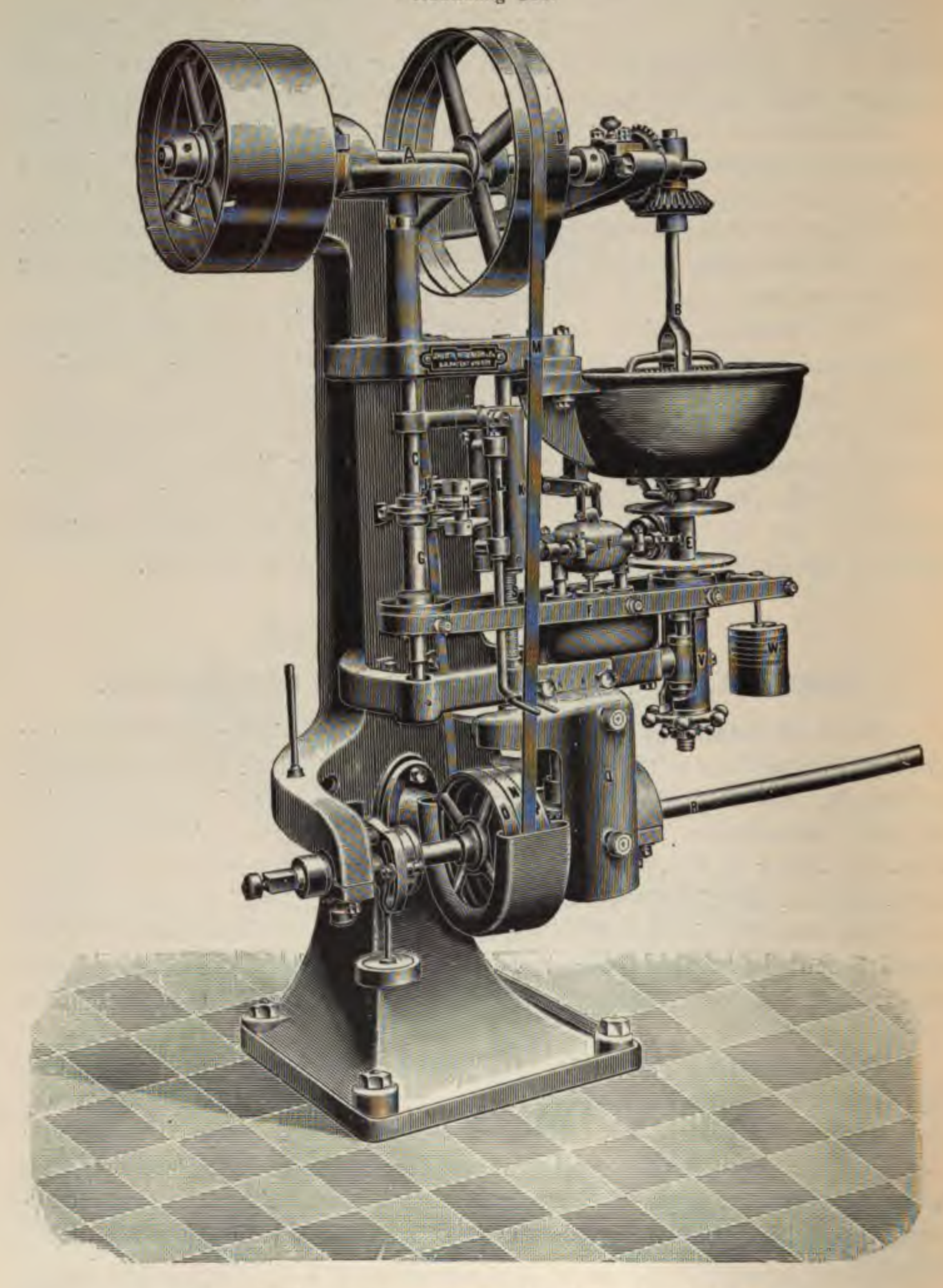
Direkt wirkende Turbinenregulatoren sind höchst selten und kommen nur für Hochdruckturbinen mit kleinem und leicht veränderlichem Leitapparataustritt in Betracht. Die Abb. 159 stellt einen solchen Regulator einer Peltonturbine mit zwei Leitraddüsen, ausgeführt von der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co, Höchst a. M., dar. Die Konstruktion der Leitraddüsen geht aus der Schnittfigur Abb. 85 hervor. Der Reguliervorgang besteht also darin, dass bei einem Heben oder Sinken des von der Turbinenwelle direkt angetriebenen Tachometers vermittelst des Stellzeuges die Regulierspindeln gedreht und nach vorn bewegt werden, womit die freien Düsenquerschnitte verengert werden.

Von den indirekt wirkenden Turbinenregulatoren seien an erster Stelle diejenigen mit mechanischer Hilfskraft besprochen. Die Abb. 160 zeigt uns einen solchen von J. M. Voith, Heidenheim. Seine Wirkungsweise ist folgende:

Von der durch Riemen angetriebenen oberen Welle *A* wird mittelst Zahnrädern die Tachometerspindel *B* sowie die Daumenwelle *C* betätigt und ausserdem ist auf derselben die Riemenscheibe *D* zum Antrieb des Wendegetriebes aufgestellt.

Das Tachometer ist ein Federtachometer »System Tolle«. Die bewegliche Hülse *E* desselben vermittelt durch das Hebelpaar *F* die Verschiebung der

Abbildung 160.

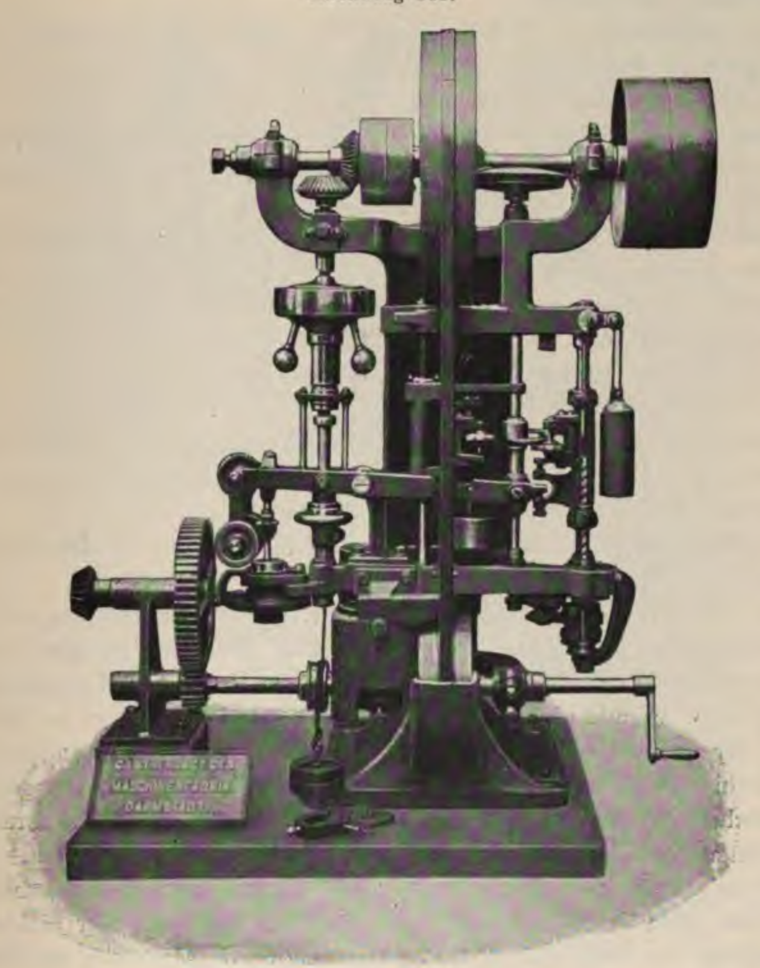


Mechanischer Turbinenregulator. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Daumenhülse G, während die letztere und die mit derselben fest verbundene Daumenscheibe durch die Daumenwelle C in drehender Bewegung erhalten wird.

Die Anschlagrollen H und J sind am Stellschlitten K bezw. an dessen drehbarem Teile L angebracht, welch letzterer die Riemenführgabel trägt. Die Anschlagrollen haben zweierlei Durchmesser, so dass, wenn die Daumenscheibe

Abbildung 161.



Mechanischer Turbinenregulator. (G. Luther, Braunschweig.)

die kleinere berührt, der Riemen in Mittelstellung ist, die Berührung eines der grösseren Durchmesser aber die Riemenverschiebung durch Ausschlag des drehbaren Teiles L bewerkstelligt. Hierdurch wird der fortwährend laufende Riemen M aus seiner Mittelstellung — Leerscheibe N — auf die eine oder andere Festscheibe O, P des Wendegetriebes geleitet.

Drei konische Räder, welche im Gehäuse *Q* in bekannter Weise angeordnet sind, versetzen die Arbeitswelle *R* vor- oder rückwärts in Drehung, wodurch das Oeffnen oder Schliessen des Turbinenleitapparates bewirkt wird. Mittels eines Stirnräderpaares wird vom Wendegetriebe aus die Spindel *S* der Stellhemmung betätigt, welche den Stellschlitten *K* entsprechend auf oder ab bewegt und für jede Tachometerstellung, also auch in den Endstellungen, die Selbstauslösung herbeiführt.

Das Hemmwerk *T* (D.R.P. Nr. 69179) ersetzt die Oelbremse und hat dieser gegenüber den Vorzug, dass die leichte Beweglichkeit des Tachometers in keiner Weise gehemmt wird, und dass die Geschwindigkeit für Auf- und Niedergang des Tachometers durch Verstellen der Reibrollen *U* gegenüber den Mitnehmerscheiben der Tachometerhülse *E* den Verhältnissen entsprechend, genau eingestellt werden kann.

Unter dem Tachometer befindet sich die sogenannte Handeinstellung, das heisst eine mittels Spindel verstellbare Hülse *V*, durch welche der Hub des Tachometers und somit auch die grösste Schaufelöffnung von Hand beliebig verkleinert werden kann, ohne dass dabei der Regulator bei plötzlicher Entlastung der Turbine am Schliessen des Leitapparates gehindert würde. An den Hebeln *F* befinden sich aussen die Justiergewichte *W*, mittels welcher die Umdrehungszahl der Turbine innerhalb gewisser Grenzen variiert werden kann.

Der besprochene Regulator wird in vier Grössen gebaut für je eine grösste Regulierarbeit von 500, 1000, 1750 und 2500 mkg.

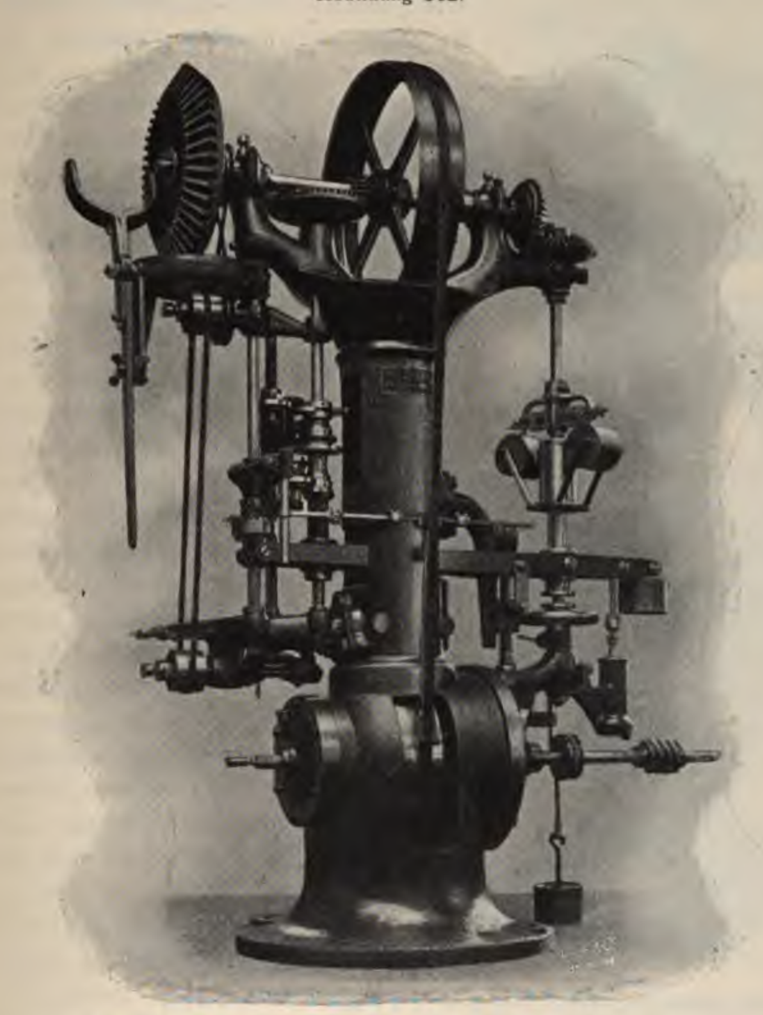
Die Abbildung 161 zeigt einen ähnlichen Regulator in der Ausführung der Maschinenfabrik G. Luther, Braunschweig.

Die obere Welle des Regulators, welche von einem Vorgelege oder von der Turbinenwelle selbst in Bewegung gesetzt wird, besitzt zwei getrennte Riemenantriebe. Der erste Riemenantrieb (mit Voll- und Leerscheibe ausgestattet) setzt mittelst konischer Zahnräder das Tachometer in Bewegung, während der andere Riemenantrieb, welcher ebenfalls ausrückbar angeordnet ist, mittelst konischer Zahnräder eine mit einer achsial verschiebbar angeordneten Knaggenscheibe versehene Welle in dauernder Drehung erhält. Ausserdem wird von derselben Antriebswelle noch ein Riemenantrieb angetrieben, dessen Riemen bei nicht arbeitendem Regulator auf einer mittleren, unten angebrachten Leerscheibe läuft. Ein Verschieben dieses Riemens auf die linke oder rechte untere Arbeitsscheibe hat dann eine Drehung der unteren Regulierwelle zur Folge, die mit den drehbaren Leitschaufeln einer Turbine in direkter Verbindung steht. Hierdurch wird, in noch folgender Beschreibung dargestellt, ein Oeffnen resp. ein Schliessen des gesamten Reguliermechanismus der Turbine hervorgerufen.

Die Knaggenscheibe ist durch Hebelübertragung in feste Verbindung mit dem Tachometer gebracht und muss daher allen Bewegungen des Tachometers Folge leisten. Rechts und links von der Knaggenscheibe sind zwei achsial verschiebbare Rollenschlittenpaare angebracht, wovon zunächst nur der innen

sitzende Rollenschlitten in Betracht gezogen wird. Die Rollen selbst haben verschiedene Durchmesser und sind so angeordnet, dass bei Ruhelage des Tachometers die Knaggenscheibe an den mittleren Durchmessern der Anschlagrollen etwas anstreift. Sobald sich nun das Tachometer hebt oder senkt, schlagen

Abbildung 162.

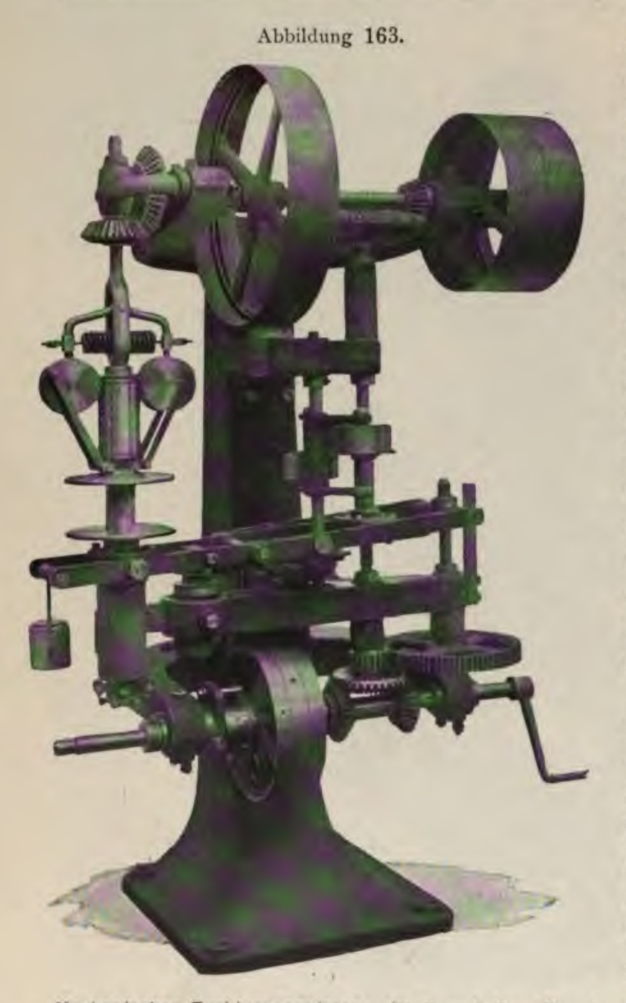


Mechanischer Turbinenregulator. (G. Luther, Braunschweig.)

die Knaggen an die grösseren Rollendurchmesser an und bewirken dadurch einen bestimmten Anschlag des Rollenschlittens. Mit dem Rollenschlitten steht ein Riemenverschieber in fester Verbindung und wird durch denselben dann der Regulierriemen auf eine der Festscheiben der Regulierwelle gebracht und je nach der Bewegung des Tachometers ein Oeffnen oder ein Schliessen des

Reguliermechanismus resp. der drehbaren Leitschaufeln verursacht. Mit den unteren Riemenscheiben steht dann noch ein sogen. mechanisches Relais in Verbindung. Die jeweilige Drehbewegung der Regulierwelle wird durch die zur Umkehr der Bewegung erforderlichen konischen Zahnräder und durch Zwischenschalten eines Stirnräderpaares auf die mit Gewinde versehene Achse des Rollschlittens übertragen und auf diese Weise ein Nacheilen des Rollschlittens hinter der Knaggenscheibe hervorgerufen. Hört dann die von dem Tachometer auf die Knaggenscheibe eingeleitete Verschiebung auf, so wird der Rollenschlitten die Knaggenscheibe einholen. Die Knaggenscheibe streift wieder an den mittleren Durchmesser der Anschlagrollen an, und es ist durch die wiederhergestellte Mittellage des Rollenschlittens und der damit in Verbindung stehenden Riemenausrückvorrichtung der Riemen wieder auf die mittlere Leerscheibe gebracht. Hierdurch ist der gesamte Reguliervorgang abgestellt.

Abbildung 163.



Mechanischer Turbinenregulator. (Kolben & Co., Prag.)

Ein zweites mechanisches Relais steht mit dem unten erwähnten zweiten Rollensupport in genau analoger Weise in Verbindung, besitzt zwei Anschläge (nach oben und nach unten) für den Tachometer und dient als Hemmwerk für das letztere. Das zweite Relais wird mit einer von dem ersten Relais etwas verschiedenen Geschwindigkeit bewegt und bestimmt die Schlusszeit für den ganzen Regulator. Durch Anwendung der beiden Relais und der dabei verwendeten Differentialgeschwindigkeit wird einem Ueberregulieren auf das Zweckmässigste entgegengearbeitet.

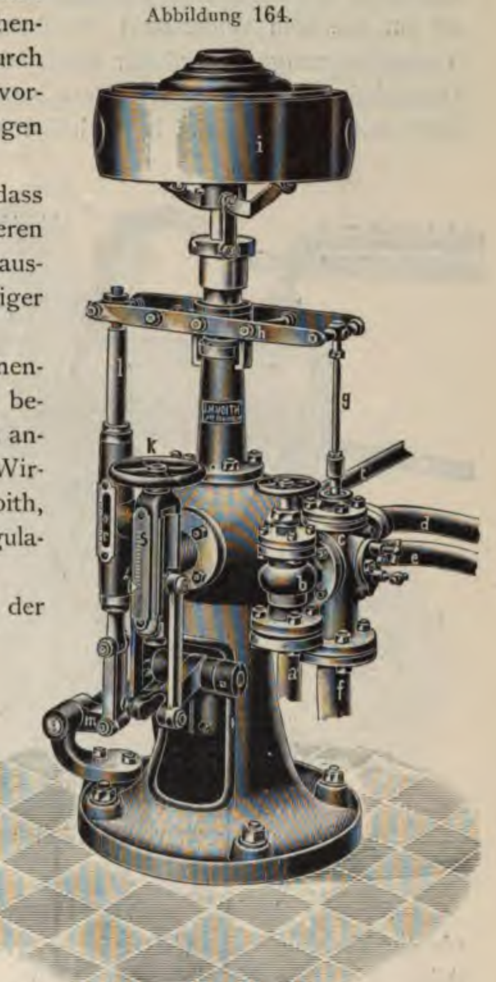
Was den doppelten Riemenantrieb für den Regulator betrifft, so ist derselbe deshalb gewählt, um die durch das plötzliche Ein- und Ausrücken des Reguliermechanismuses entstehenden Stösse von dem Tachometer fernzuhalten.

Das Tachometer wird durch eine auf der lose in Bunden auf der oberen Welle aufsitzenden Nabe des konischen Antriebsrades aufgekeilten Riemenscheibe angetrieben. Beide Antriebe haben denselben Drehsinn und dieselbe Tourenzahl, so dass bei normal laufendem Regulator keine Relativbewegung zwischen dem mit langer Nabe versehenen kleinen Antriebszahnrade und der durchgehenden Welle stattfindet. Es werden nur die durch plötzliches Arbeiten des Regulators hervorgerufenen Stösse kleine Relativbewegungen gegen einander ergeben.

Versuche mit dem Regulator ergaben, dass bei 25%iger Belastungsänderung keine grösseren Tourenschwankungen als $\pm$ 2% eintraten, vorausgesetzt, dass die Turbine noch mit 30%iger Belastung beansprucht wird.

An zweiter Stelle seien die Turbinenregulatoren mit hydraulischer Hilfskraft beschrieben, welche heute fast ausschliesslich angewandt werden. Die Konstruktion und Wirkungsweise der von der Firma J. M. Voith, Heidenheim, erbauten hydraulischen Regulatoren ist folgende:

Abbildung 164.

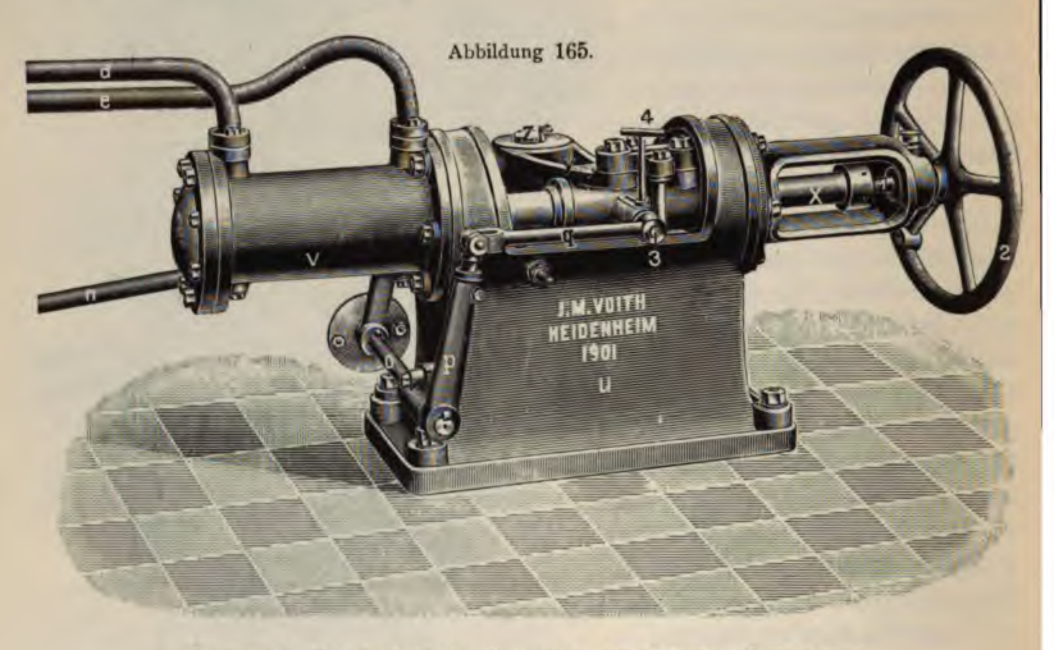


Hydraulischer Turbinenregulator.
(J. M. Voith, Heidenheim.)

Die Arbeitsflüssigkeit gelangt aus der Druckleitung a durch das Absperrventil b in das Regulierventil c (siehe die Abbildung 164), wo ein kleiner Kolbenschieber die Verteilung der Druckflüssigkeit übernimmt. Wird der Kolbenschieber gehoben, so fliesst die Druckflüssigkeit durch Rohr d nach dem Servomotor, während die verbrauchte Flüssigkeit durch Rohr e nach dem Regulierventil zurückgelangt und durch Rohr f abfliesst. Die Abb. 165 stellt den Servomotor getrennt dar. n, o, p, q sind Teile der Rückführung, die durch Bolzen 3 mit der Kolbenstange gekuppelt sind. Rechts am Gestelle u ist eine aus Schraubenspindel 1 und Handrad 2 bestehende Vorrichtung zur Handregulierung angebracht. Durch Verschieben des Bolzens 3 kann mittels Handgriff 4 der Servomotor in wenigen Sekunden für Handregulierung umgestellt werden und umgekehrt.

Bei Abwärtsbewegung des Kolbenschiebers spielt sich in den Rohren *d* und *e* der umgekehrte Vorgang ab. In seiner Mittelstellung hat der Kolbenschieber den Flüssigkeitsstrom abgeschnitten. Der Kolbenschieber wird durch Stängchen *g* und Hebel *h* von dem kräftigen Federtachometer *i* verstellt. Infolge des spielend leichten Ganges des Kolbenschiebers ist von dem Tachometer so gut wie kein Widerstand zu überwinden, und es wird schon bei kleinster Tourenänderung mit grösster Präzision die Regulierung einleiten. Der Ungleichförmigkeitsgrad des Tachometers beträgt 4%, so dass die Tourenzahl der leerlaufenden Turbine zirka 3½% höher ist als die der voll belasteten.

Abbildung 165.



Servomotor für vertikale Regulierwellen. (J M. Voith, Heidenheim.)

Manche Betriebe verlangen genau gleiche Tourenzahl, ganz gleichgültig, ob die Turbine voll belastet ist oder leer läuft. Die Regulatoren hierfür sind daher mit einer Vorrichtung, D.R.P. Nr. 58518, ausgerüstet, welche gestattet, während des Betriebes die Tourenzahl zu erhöhen oder zu vermindern, so dass die Tourenzahl stets auf genau normale Tourenzahlen eingestellt werden kann. Es ist dies auch für die Parallelschaltung von Wechselstrom-Maschinen von grosser Wichtigkeit. Die Tourenverminderung kann sogar so weit getrieben werden, dass der Turbinenleitapparat ganz geschlossen wird.

Die patentierte Vorrichtung besteht darin, dass die Tachometerspindel nach Abbildung 164 selbst durch Drehen am Handrade *k* gehoben oder gesenkt wird.

Das Gestänge *l*, *m*, *n* ist ein Teil der Rückführung, die, mit dem Servomotor gekuppelt, bei jedem Regulierungseingriff dem Hebel *h* eine derart veränderte Lage gibt, dass der Kolbenschieber wieder in Mittelstellung zurückgeführt und ein Ueberregulieren verhindert wird. An der Skala *r* ist die jeweilige Leitschaufelöffnung, an der Skala *s* die Toureneinstellung ersichtlich. Der Antrieb des Regulators erfolgt durch Zwischenwelle *t* und konische Rädchen.

Für Turbinen mit horizontaler Welle ordnet dieselbe Firma Tachometer, Regulierventil, Servomotor, sowie die abkuppelbare Vorrichtung zur Regulierung

Abbildung 166.



Hydraulischer Turbinenregulator. (J. M. Voith, Heidenheim.)

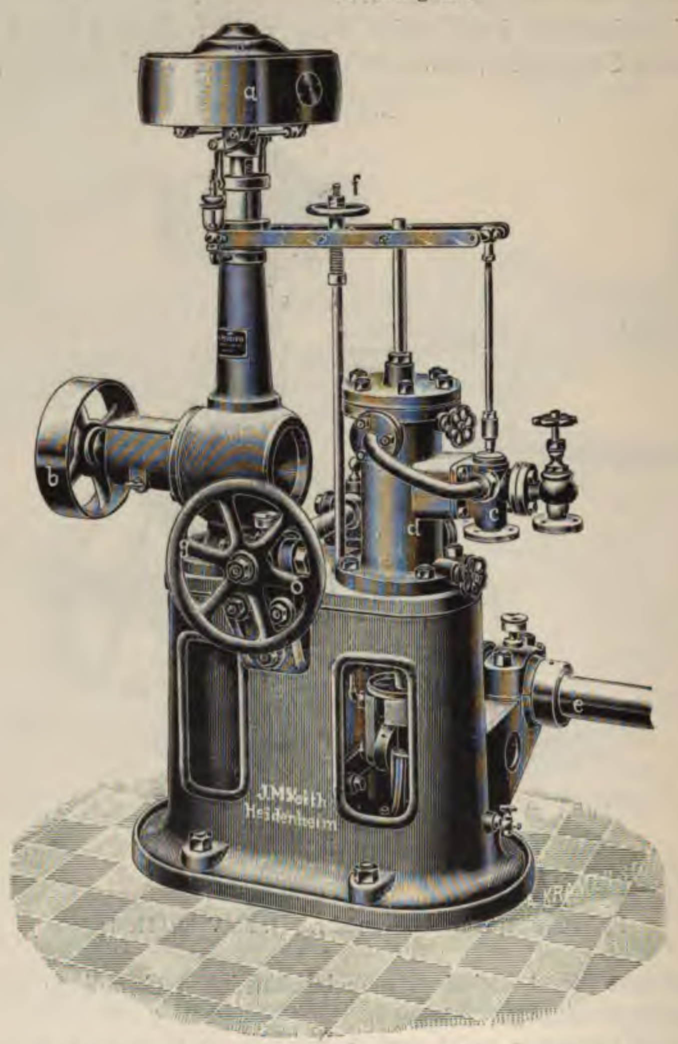
der Turbine von Hand auf einer gemeinschaftlichen Grundlage an, wie es die Abbildungen 166 und 167 zeigen.

In beiden Fällen ist *a* das Tachometer, welches durch Riemenscheibe *b* angetrieben wird; *c* ist das Regulierventil, *d* der Servomotor, *e* die Regulierwelle; im übrigen ist aber die Wirkungsweise dieser Regulatoren genau dieselbe, wie die der vorher beschriebenen. Zwischen leerlaufender und vollbelasteter Turbine besteht ebenfalls eine Tourendifferenz von nur zirka $3^1/_2$ %; es können jedoch durch Drehen am Handrad *f* stets zwei beliebig belastete

Turbinen, behufs Parallelschaltung bei Wechselstrombetrieb, auf gleiche Tourenzahl einreguliert werden.

Bei dem Regulator nach Abbildung 167 ist *g* das Handrad für die abkuppelbare Handregulierung, während bei dem kleinen Regulator nach Abbildung 166 das Handrad *f* dazu benützt wird. In beiden Fällen genügt nur ein Griff, um den Regulator auf Handregulierung umzuschalten.

Abbildung 167.



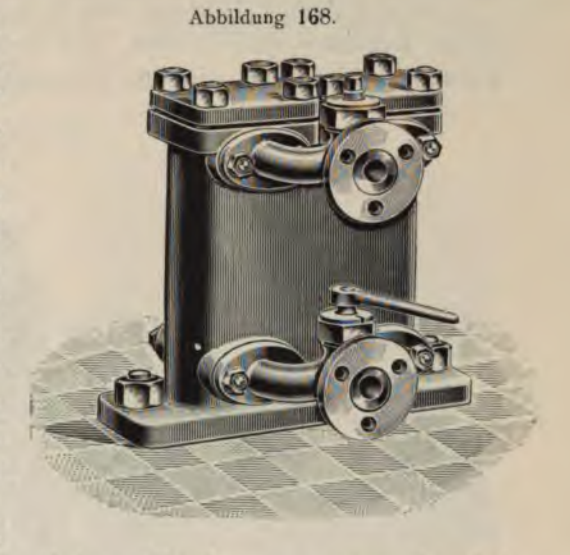
Hydraulischer Turbinenregulator. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Für die Reinigung des Wassers wird in die Zuleitung ein Filter eingebaut, das aus Abbildung 168 ersichtlich ist. Das Filter ist doppelt und enthält zwei

getrennte Zylinder aus feinem Messingdrahtsieb, welche Fremdkörper aus dem Wasser zurückhalten.

Dreiweghähne ermöglichen ohne Störung des Betriebes das eine oder andere Filter auszuwechseln und die Siebfläche behufs Reinigung abzuspülen. Nur wenn ein Siebzylinder nachzusehen ist, muss der betreffende Verschlussdeckel gelöst werden, aber auch das kann ohne Unterbrechung des Betriebes geschehen.

Abbildung 168.



Die Abbildung 169 zeigt einen Filter von Escher, Wyss & Co., Zürich, der zu denselben Zwecken dient. Er besteht aus einer Siebtrommel, welche drehbar angeordnet ist und im ganzen sechs Abteilungen hat. Bedarf eine Abteilung der Reinigung, so wird durch einfaches Drehen an einem Hebel die betreffende Abteilung vor den Raum *A* des die Siebtrommel umgebenden Gehäuses gebracht, der Hahn *R* geöffnet, filtriertes Wasser tritt aus *I* nach *A*, wobei der am Sieb anhaftende Unrat abgespült und durch die Oeffnung *R* beseitigt wird. Für gewöhnlich findet der Durchfluss des zu filtrierenden Wassers durch die übrigen Abteilungen so statt, dass bei *E* das Wasser ein und bei *S* wieder austritt.

Für den Betrieb der hydraulischen Regulatoren durch natürlichen Wasserdruck ist als untere Grenze ein Gefälle von ca. 20 ÷ 30 m zu betrachten. Zur künstlichen Druckerzeugung baut J. M. Voith, Heidenheim, schnellaufende Hochdruckpumpen nach Abbildung 170 für einen normalen Betriebsdruck von 20 Atmosphären, direkt an den Windkessel montiert, mit Manometer, Wasserstand, Sicherheitsventil, Anfüllvorrichtung, Luftansaugeventil etc.

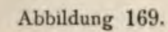
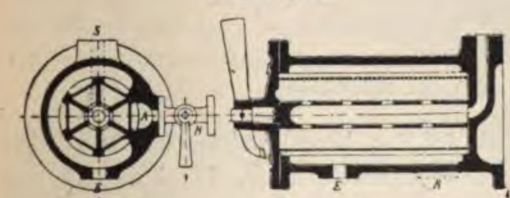


Abbildung 169.



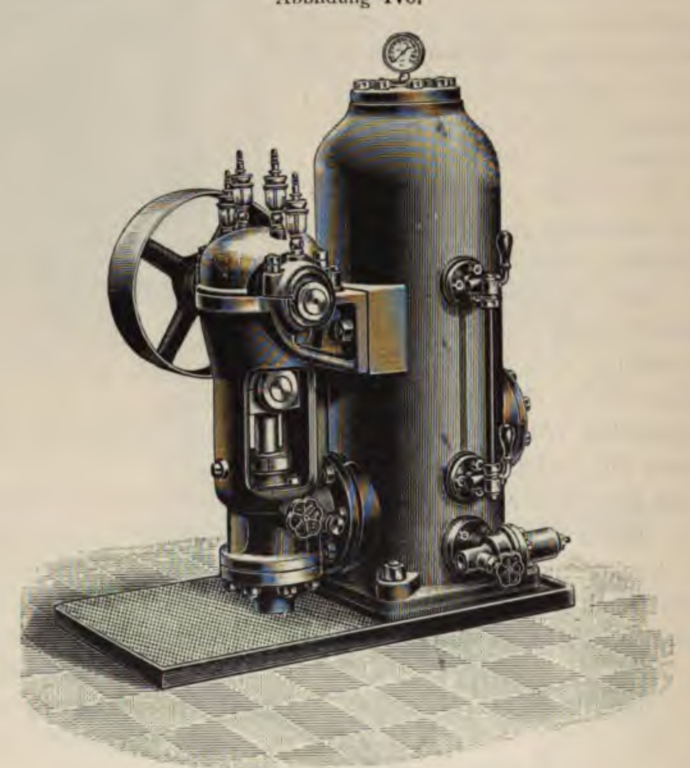
Zum Kraftbedarf der Pumpen ist zu bemerken, dass bei Verwendung von mechanischen Regulatoren weit grössere Schwungmassen erforderlich sind, als bei hydraulischen. Die dadurch erhöhte Luft- und Lagerreibung ist erwiesenermassen grösser als der Kraftbedarf einer Pumpe, so dass auch in bezug hierauf sich die hydraulische Regulierung der mechanischen gegenüber als günstiger erweist. Die Druckflüssigkeit ist Wasser.

VI. Tabelle. Grössenverhältnisse der Servomotoren und Pumpen von J. M. Voith, Heidenheim.

Grössennummer	I	II	III
Maximale Regulierarbeit der Servomotoren in mkg	250	500	1000
Leistung der Pumpen bei 20 Atmosphären in l/min	18	30	50

In der Abb. 171 ist ein von G. Luther, Braunschweig, gebauter hydraulischer Regulator zu erkennen. Als Druckflüssigkeit wird, nach Angabe der Firma, am zweckmässigsten Oel benutzt.

Abbildung 170.



Druckpumpe. (J. M. Voith, Heidenheim.)

Auf dem gemeinsamen Untergestell des Regulators, welches als Oelbehälter ausgebildet ist, sitzt eine doppelt wirkende Hochdruckpumpe, die mittelst Riemenscheibe von der Turbinenwelle oder einer Vorgelegewelle aus angetrieben wird. Diese Pumpe saugt die Flüssigkeit aus dem Oelbehälter und drückt dieselbe in den Windkessel.

In die Druckleitung ist ein Filter mit grosser Oberfläche eingebaut. Letzterer ist so konstruiert, dass der Filterkörper zu jeder Zeit leicht gereinigt und nach-

gesehen werden kann. Der Windkessel ist durch eine Rohrleitung mit dem Steuerventil verbunden, eine zweite Leitung führt von diesem zurück zum Oelbehälter.

Die Kolbenstange des Servomotors geht durch beide Zylinderdeckel hindurch und ist auf der einen Seite mit dem Regulierungsgestänge der Turbine in Verbindung, während auf der anderen Seite Teile der Rückführung angeordnet sind. Die Handregulierung ist auch hier angebracht, welche jederzeit während des Betriebes durch wenige Handgriffe ab- und angestellt werden kann. Ausserdem ist eine Vorkehrung getroffen, dass bei Einstellung der Handregulierung der Oeldruck dieser niemals entgegenarbeiten kann. Ebenso ist bei Anwendung der Handregulierung jede Rückwirkung auf das Tachometer und wieder von diesem auf die Handregulierung ausgeschlossen.

Abbildung 171.



Hydraulischer Turbinenregulator.
(G. Luther, Braunschweig.)

Einen im Aufbau ähnlichen Regulator, wie vorstehend beschrieben, zeigt die Abbildung 172 nach Ausführung von Briegleb, Hansen & Co., Gotha. Die folgende Abbildung 173 zeigt den Regulator bei einer Vierfach-Francisturbine angewandt.

Das einzig Missliche des Reguliersystems mit getrennter künstlicher Druckerzeugung ist die Notwendigkeit einer besonderen Pumpe mit Druckreservoir, welches die Uebersichtlichkeit verschlechtert und den ganzen Betrieb kompliziert und verteuert. Man ist deshalb dazu übergegangen, die Turbinenregulatoren für künstlichen Druck als einen einzigen Apparat zu bauen, der den eigentlichen Regulator und die künstliche Druckerzeugung vereinigt. Diese hydromechanischen Regulatoren, in den Abb. 177 bis 181 dargestellt, bestehen zumeist für sich, vereinzelt wohl auch mit der Turbine zusammengebaut.

Vorausgehend sei noch der Regulator, System Escher, Wyss & Co., nach Abb. 175 und 176 besprochen. Die Hilfskraft ist hier mechanischer Natur, welche durch ein hydraulisches Schaltwerk gekuppelt wird. Dadurch erzielte man einen stossfreien Reguliereingriff und beschränkte die hierbei auftretenden Widerstände auf ein Minimum. Der Regulator besteht aus einem mit Oel gefüllten Gehäuse *A* mit zwei aus je zwei Stirnrädern und einem dieselben dicht umschliessenden Gehäuse bestehenden Kapselwerken *B*, welche mit je einem ihrer Stirnräder fest auf einer Welle *C* sitzen, die von *D* her angetrieben wird.

Beide Kapselwerke greifen mittels Verzahnung in ein gemeinschaftliches Winkelrad *E*, welches fest auf einer Welle *F* sitzt. Zwischen beiden Kapselwerken sitzt ebenfalls eine gemeinschaftliche Steuervorrichtung *G*, welche mittels Gestänge *H*, *J*, *K* von dem auf der Welle *C* sitzenden Pendel *L* aus betätigt wird. Mutter *M*, Spindel *N* und die Räder *O*, *P* bilden die sogenannte Rückführung.

Zur Beschreibung der Wirkungsweise übergehend, sei zuerst erwähnt, dass ein Kapselwerk, welches in der auf dem Umriss angegebenen Drehrichtung

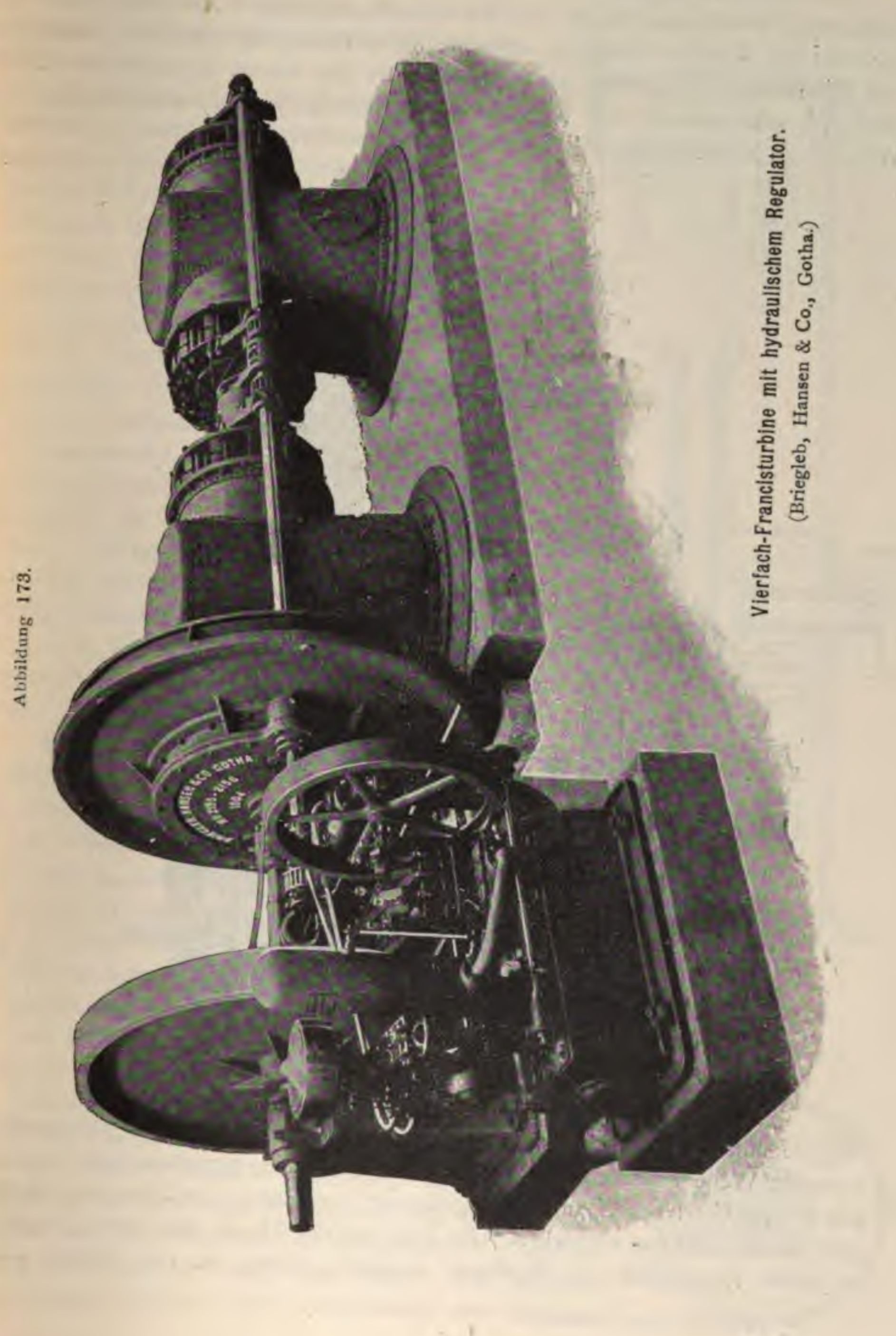
Abbildung 172.



Hydraulischer Turbinenregulator. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

angetrieben wird, als Pumpe wirkt, und zwar bei *Q* saugend, bei *R* fördernd. Wird nun die Oeffnung *R* geschlossen, so dass kein Oel mehr aus dem Kapselgehäuse entweichen kann, so können die beiden Kapselräder nicht mehr weiter ineinanderrollen, und die Welle *C* nimmt das ganze Gehäuse *B* in der Rotation mit.

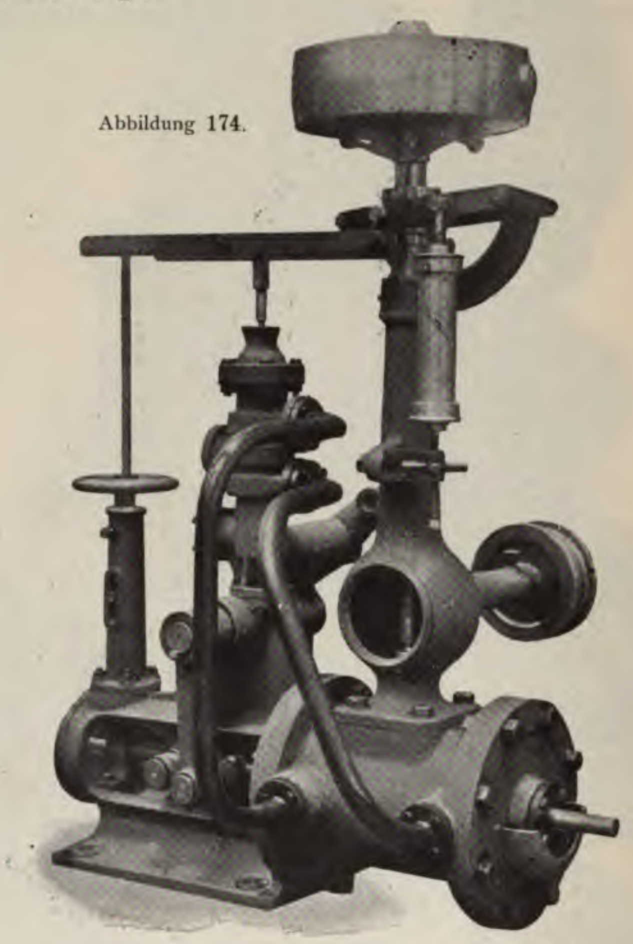
Abbildung 173.



Vierfach-Francisturbine mit hydraulischem Regulator.
(Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

Die Oeffnung Q steht in Verbindung mit der Füllung des Gehäuses A, Oeffnung R durch einen Kanal mit der Steuervorrichtung G, welche derart eingerichtet ist, dass das Pendel L nur eine kleine Bewegung ausführen muss, um den Druckkanal R entweder des unteren oder des oberen Kapselwerkes B zu schliessen und dadurch eine Kuppelung des betreffenden Kapselwerkes mit der Welle C zu bewerkstelligen.

Abbildung **174**.



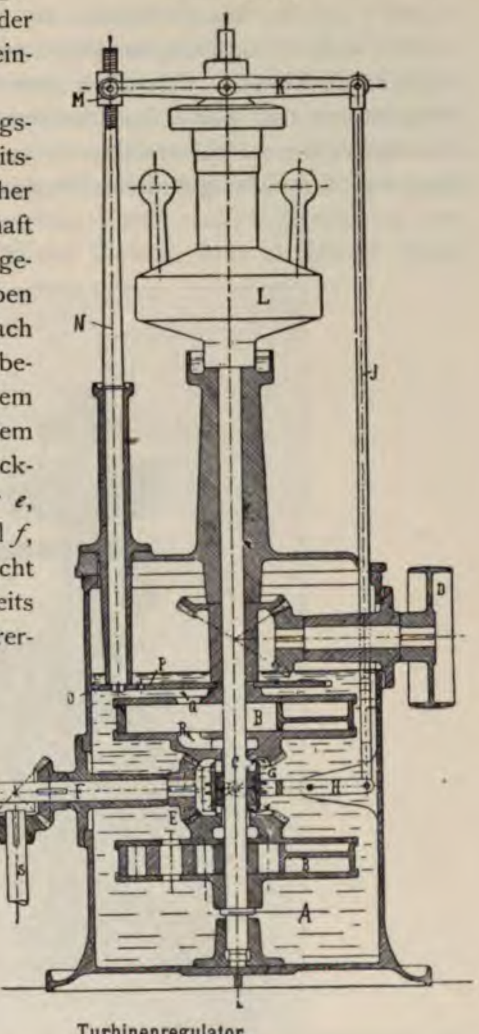
Hydraulischer Turbinenregulator.*) (Kolben & Co., Prag.)

Je nachdem nun das untere oder das obere Kapselwerk gekuppelt ist, wird die Welle F im einen oder im anderen Sinne getrieben und kann vermittels des Getriebes S auf die Regulierung der Turbine im Sinne des Oeffnens oder des Schliessens einwirken. Es liegt auf der Hand, dass dieser Regulator in jedem Augenblick zu regulieren beginnen kann, da das Pendel keinen

*) Vergleiche auch Tafel XIII.

grossen Weg zurückzulegen und keine Energie auszuüben hat und demgemäss schon bei der kleinsten Tourendifferenz auf die Turbine einwirken kann.

Abbildung 175.



Turbinenregulator,
System Escher, Wyss & Co.

In der Abbildung 177 ist die Ausführungsform des patentierten Oeldruckgeschwindigkeitsregulators, System Minetti, ersichtlich, welcher von der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft Mülhausen für horizontale Regulierachsen gebaut wird. Die Tafeln XLII und XLIII geben deren Konstruktionszeichnungen wieder. Nach der schematischen Skizze Abbildung 178 besteht der Regulator im wesentlichen aus einem beweglichen Kolben *b*, der sich in einem Zylinder *a* befindet, und aus zwei Hochdruckrotationspumpen *c* und *d* mit Oelreservoir *e*, sowie aus einem entlasteten Doppelsitzventil *f*, das durch ein Zentrifugalpendel *p* beherrscht wird. — Jedes Zylinderende steht einerseits mit einer der Rotationspumpen und andererseits mit einem der Abflusskanäle *g* bezw. *h* in Verbindung, welche das Oel nach dem Reservoir *e* zurückleiten.

Beim Normallauf der Turbine befindet sich das Ventil *f*, welches die Oeffnungen der Leitungen *g* und *h* beherrscht, in seiner Mittellage, und es sind die beiden Leitungen dabei um den gleichen Betrag geöffnet, so dass das durch die Rotationspumpen in den Zylinder geschöpfte Oel direkt und, ohne auf den Kolben irgend welchen Druck auszuüben, in den Oelbehälter *e* zurückfliessen kann.

Abbildung 176.



Sobald jedoch die Geschwindigkeit der Turbine infolge einer Aenderung in der Belastung wächst oder sinkt, wird das Ventil *f* unter Beeinflussung durch das Zentrifugalpendel die eine oder andere Oeffnung der Leitungen *g* und *h* absperren. Das durch die entsprechende Rotationspumpe geschöpfte Oel wird nicht mehr in den Behälter *e* zurückfliessen können und infolgedessen den Kolben *b*

in Bewegung setzen. — Diese Bewegung wird durch die Zwischenorgane m, i und l auf die Regulierorgane der Turbine übertragen.

Die Rotationspumpen sind speziell gebaut, um einen Druck bis 8 atm. ergeben zu können. Dieselben sind äusserst dicht und leicht regulierbar. Für Regulatoren mit sehr hoher Beanspruchung, welche sehr schwere Turbinenregulierungsorgane zu beherrschen haben, werden wechselwirkende Kolbenpumpen angewandt, welche gestatten, Drucke von 20÷30 Atm. zu erreichen.

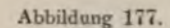


Abbildung 177.



Oeldruckgeschwindigkeits-Regulator, System Minetti.
(Elsässische Maschinenbaugesellschaft Mülhausen.)

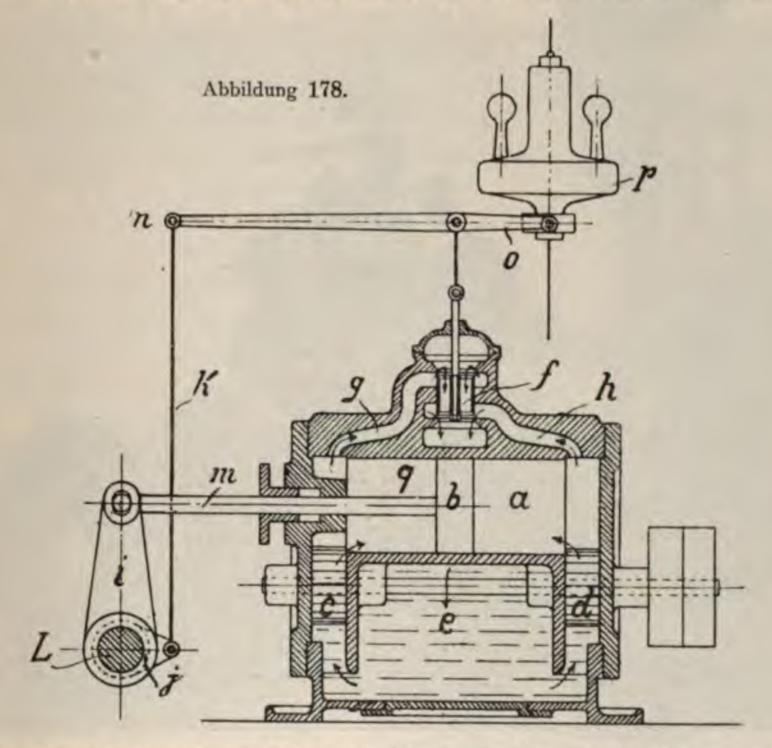
Das Zentrifugalpendel ist mit regulierbarer Feder und mit auf Kugeln gelagerten Schwungmassen ausgerüstet. Es erhält auch eine Vorrichtung, um die Geschwindigkeit während des Ganges verändern zu können. Der Antrieb ist von dem der Rotationspumpen gesondert.

Das Steuerungsventil f ist gänzlich entlastet, kann eingestellt werden und ist mit Rückführung k versehen. Der zur Inbetriebsetzung des Apparats benötigte Hub des Ventils ist sehr gering und beträgt nur 1÷2 mm. Eine ganz geringe

Veränderung im Gang der Turbine genügt, um ein sofortiges Eingreifen der Regulierung herbeizuführen.

Der Druck im Zylinder findet nicht fortwährend statt, sondern tritt nur in dem Augenblicke auf, wo die Regulierung stattfinden soll. Die Höhe dieses Druckes ist immer proportional dem zu überwindenden, durch die Absperrorgane der Turbine verursachten Widerstände. — Infolge der Inkompressibilität des Oeles ist die Wirkung der Regulierung augenblicklich, und so wird jede durch zu spätes Eingreifen der Regulierung mögliche Geschwindigkeitsänderung vermieden. — Da während des Normallaufes der Turbine kein merklicher Druck

Abbildung 178.



innerhalb des Apparates stattfindet, so ist die durch die Rotationspumpen verzehrte Arbeit unbedeutend.

Die Schlusszeit kann sehr kurz, etwa 3÷4 Sekunden, gehalten werden. Die Dauer des Schlusses wird durch die Geschwindigkeit der Rotationspumpen gegeben.

Eine sehr einfache Vorrichtung gestattet die Wirkung des Regulators zu jeder Zeit aufzuheben, ohne dazu die Pumpen stillzusetzen. Zu diesem Zwecke wird zwischen beiden Zylinderenden eine Verbindung hergestellt, und werden so die Drucke auf beiden Kolbenflächen im Gleichgewicht gehalten.

Um jeden Bruch zu vermeiden, der durch den Eintritt eines harten Körpers in die Drehschieber der Turbine bezw. Leitschaufel verursacht werden

könnte, ist der Apparat mit einem Sicherheitsventil ausgestattet, mittels welchem in jedem speziellen Falle derjenige Maximaldruck bestimmt werden kann, der zur Bewegung der Drehschieber bezw. des Leitapparates genügt.

Was die Regulierfähigkeit des Apparates anbetrifft, seien die nachstehenden Angaben gemacht:

Für Belastungsschwankungen von $10 \div 25\,\%$ der Normalen betragen die Geschwindigkeitsschwankungen nicht mehr als $1 \div 3\,\%$. Für plötzliche Be- oder

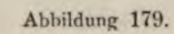
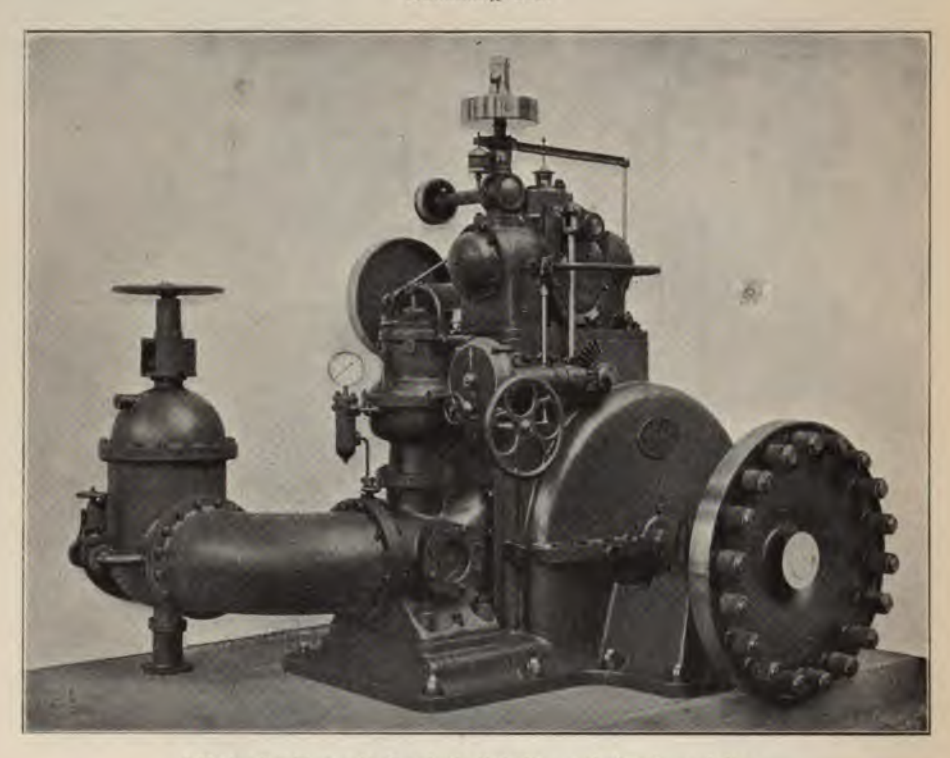


Abbildung 179.



Löffelradturbine mit Geschwindigkeits- und Druckregulaltor.
(Elsässische Maschinenbaugesellschaft Mülhausen.)

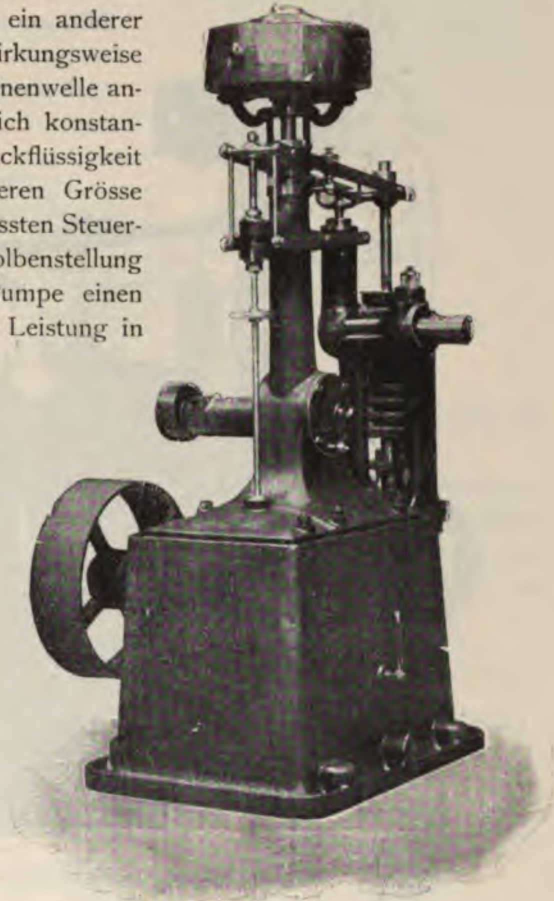
Entlastungen von 50 % wird die plötzliche Geschwindigkeitszu- bezw. -abnahme nicht über 6 % der Normalen betragen.

Den Zusammenbau eines hydraulischen Oeldruckgeschwindigkeitsregulators mit einer Löffelradturbine von 600 PS bei 100 m Gefälle und 300 $\text{Uml}/_{\text{min}}$ erkennen wir aus der Abb. 179. Die ganze Anordnung ist sehr kompendiös gehalten und mustergültig. Ausser der automatischen Regulierung ist noch eine Handregulierung und ein Druckregulator vorgesehen. Die Wirkungsweise des letzteren ist an anderer Stelle ausführlich beschrieben.

Die folgenden Abbildungen 180 und 181 stellen zwei weitere hydromechanische Regulatoren dar, welche von Briegleb, Hansen & Co., Gotha, und von der E. A. G. Kolben & Co., Prag-Vysočan, gebaut werden.

Der patentierte Turbinenregulator von A. & H. Bouvier in Grenoble, in Abb. 182 schematisch dargestellt, ermöglicht den Idealfall einer Regulierung, indem hier nach einem Reguliervorgang auf den Anfangszustand unmittelbar, also ohne dass ein Schwanken der Umlaufzahl eintritt, ein anderer Beharrungszustand folgt. Seine Wirkungsweise ist kurz folgende: Ein von der Turbinenwelle angetriebenes Kapselwerk P von ziemlich konstanter Leistung pumpt ständig die Druckflüssigkeit durch eine Oeffnung S hindurch, deren Grösse von einem vom Tachometer beeinflussten Steuerkolben abhängig ist. Jede Steuerkolbenstellung erzeugt in dem Ausflussrohr der Pumpe einen gewissen Druck, der bei konstanter Leistung in jedem Augenblick umgekehrt proportional zu der Fläche der Ventilöffnung ist. Durch Rohrleitungen m und n kommt der im Auslassrohr erzeugte Druck an dem Arbeitskolben R, gegen den eine Feder Z einen Gegendruck ausübt, zur Wirkung, und zwar entspricht jedem Pumpendruck eine bestimmte Stellung des Arbeitskolbens. Kolbenstange T und Gestänge Y übertragen die Bewegung des Arbeitskolbens auf die Regulierorgane der Turbine. Wird nun beispielsweise die Turbine entlastet, so steigt die Umlaufzahl, das Tachometer verkleinert mittelst Steuerkolben S die Ventilöffnung, der Pumpdruck steigt und infolgedessen wird der Arbeitskolben R nach vorn bewegt, wobei die Feder Z sich zusammendrückt und das Regulierorgan der Turbine sich schliesst. Sobald die Turbinenumlaufzahl konstant wird, hört die Tachometerhülse auf zu steigen und der Pumpendruck stellt sich auf einen der Ventilöffnung entsprechenden Wert ein. Damit hört aber auch das Zusammendrücken der Feder Z auf und das ganze System befindet sich in einem neuen Gleichgewichtszustand.

Abbildung 180.



Hydromechanischer Turbinenregulator.
(Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

Durch einfaches Hintereinanderschalten von mehreren Arbeitszylindern mit Kolben R und Federn Z, wie Abb. 182 zeigt, können beliebig viele Turbinen gleichzeitig reguliert werden. In einer Kraftstation genügt also ein einziges Tachometer zur Geschwindigkeitsregulierung aller Turbinen.

An dritter Stelle sei dann noch als elektrischer Turbinenregulator der Typ besprochen, welcher im Elektrizitätswerk Gersthofen am Lech (bei Augsburg)

Abbildung 181.



Hydromechanischer Turbinenregulator. (Kolben & Co., Prag.)

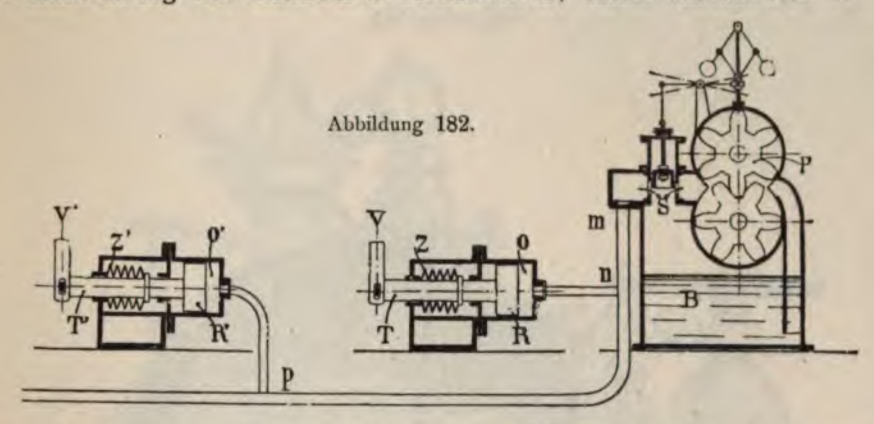
verwandt ist und je eine der fünf Doppelfrancisturbinen nach Abb. 183 von 1500 PS und 96 $\mathrm{Uml}/_{\mathrm{min}}$ auf gleicher Umlaufzahl zu halten hat.

Die elektrischen Teile des Turbinenregulators wurden von W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a. M., und die mechanischen von der Maschinenfabrik Augsburg ausgeführt.

Unsere Tafel XLV stellt den Regulator im Auf- und Grundriss dar, und zwar sehen wir im Aufriss gegen die eine in die Schachtwand eingelassene Stirnfläche der Doppelfrancisturbine. Im Grundriss ist dagegen nur die Tur-

binenwelle mit Kuppelung zu sehen. »Der elektromechanische Turbinenregulator besteht aus einem Fliehkraftregler *C* mit Einrichtung zum Verstellen der Umlaufzahl, einem mit elektrischen Kontakten und Hemmvorrichtung gegen Ueberregulieren versehenen Regulatorhebel *S*, einem Wendegetriebe mit elektromagnetischen Kupplungen *M*, einer Reglerspindel mit Mutter und Kurbel *N*, einer Rückführung mit elektrischen Kontakten *Z*, einem Handantrieb für die

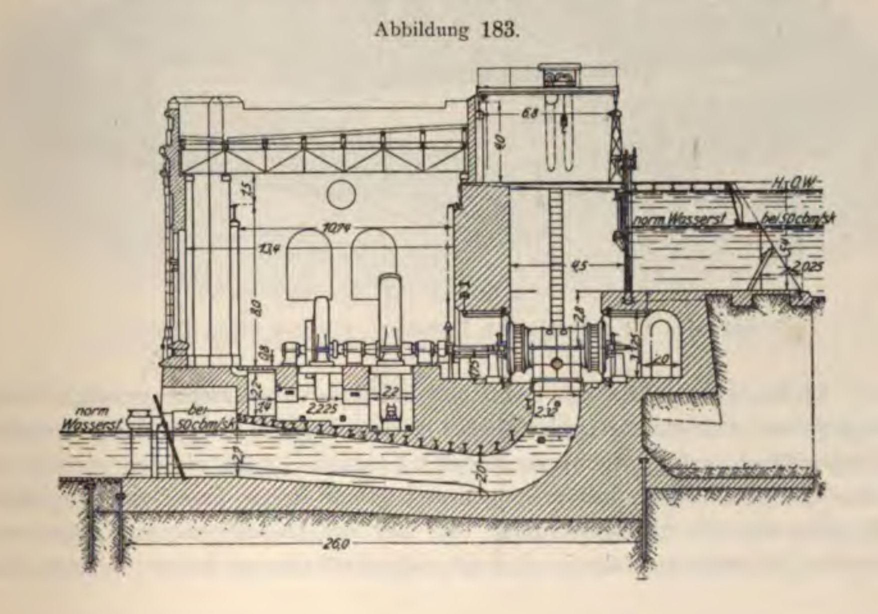
Abbildung 182.



Reglerspindel mit ausrückbarem Schneckenrad *H* und der Reglereinrichtung für die Leitradschaufeln *R*.

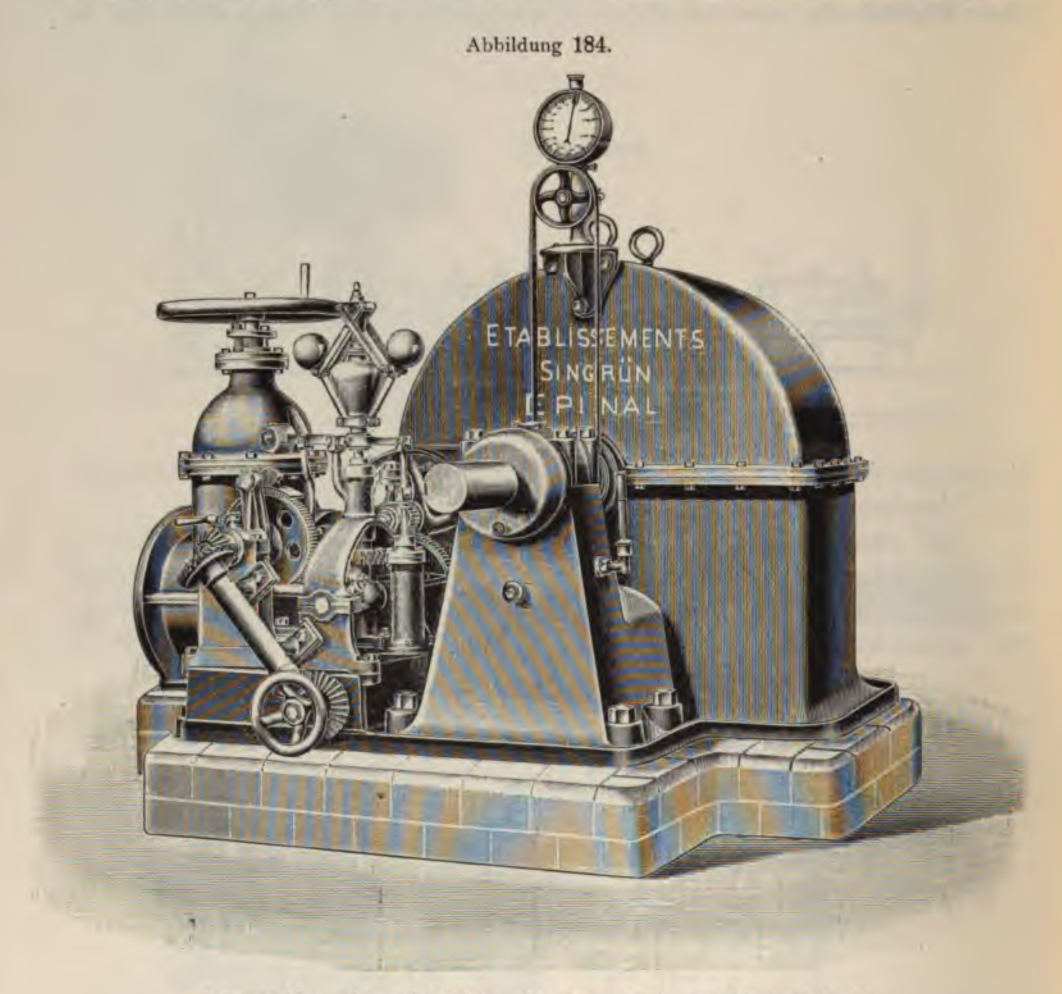
Die einzelnen Teile des Reglers greifen in der nachstehend erläuterten Weise ineinander. Die Bewegung der Turbinenwelle wird durch Kegelräder auf eine liegende Welle übertragen, die einerseits durch ein Schneckengetriebe die senkrechte Welle des Fliehkraftreglers *C*, andererseits die Stirnräder des

Abbildung 183.



Wendegetriebes M antreibt. Der Fliehkraftregler mit Federbelastung für 30 mm Hub bei 235 bis 265, normal 248,28 $Uml/_{min}$, wirkt auf einen zweiarmigen Hebel, der in einem am Regulatorständer angegossenen Arm gestützt ist, und dessen Gewicht der zu erzielenden Umlaufgeschwindigkeit entsprechend durch die Vorrichtung E eingestellt werden kann. Diese besteht aus einem mit Lauf-

Abbildung 184.



Peltonturbine mit mechanischem Regulator. (Singrun frères, Epinal.)

gewicht versehenen Hebel, der, am Arm des Regulatorständers gestützt, durch ein Kniegelenk mit dem Regulatorhebel verbunden ist und dem Niedergehen der Reglerhülse, entsprechend der Stellung seines Laufgewichtes, einen verschieden grossen Widerstand entgegensetzt. Am freien Ende des Regulatorhebels sitzt eine Kontaktvorrichtung, die bei der Hebelbewegung nach oben oder unten je einen Stromkreis schliesst. Die Stromkreise lassen die eine oder

die andere Magnetkupplung des Wendegetriebes M in Wirksamkeit treten, wodurch die Reglerspindel und durch eine auf der Spindel sitzende Mutter mittelst Schubstange und Kurbel auch die Steuerwelle gedreht wird. Mit der Steuerwelle ist eine nach oben führende Gabel Z durch eine Kurbel verbunden, die an einem einarmigen Gabelhebel Stellschrauben zum Hemmen der Bewegung

Abbildung 185.

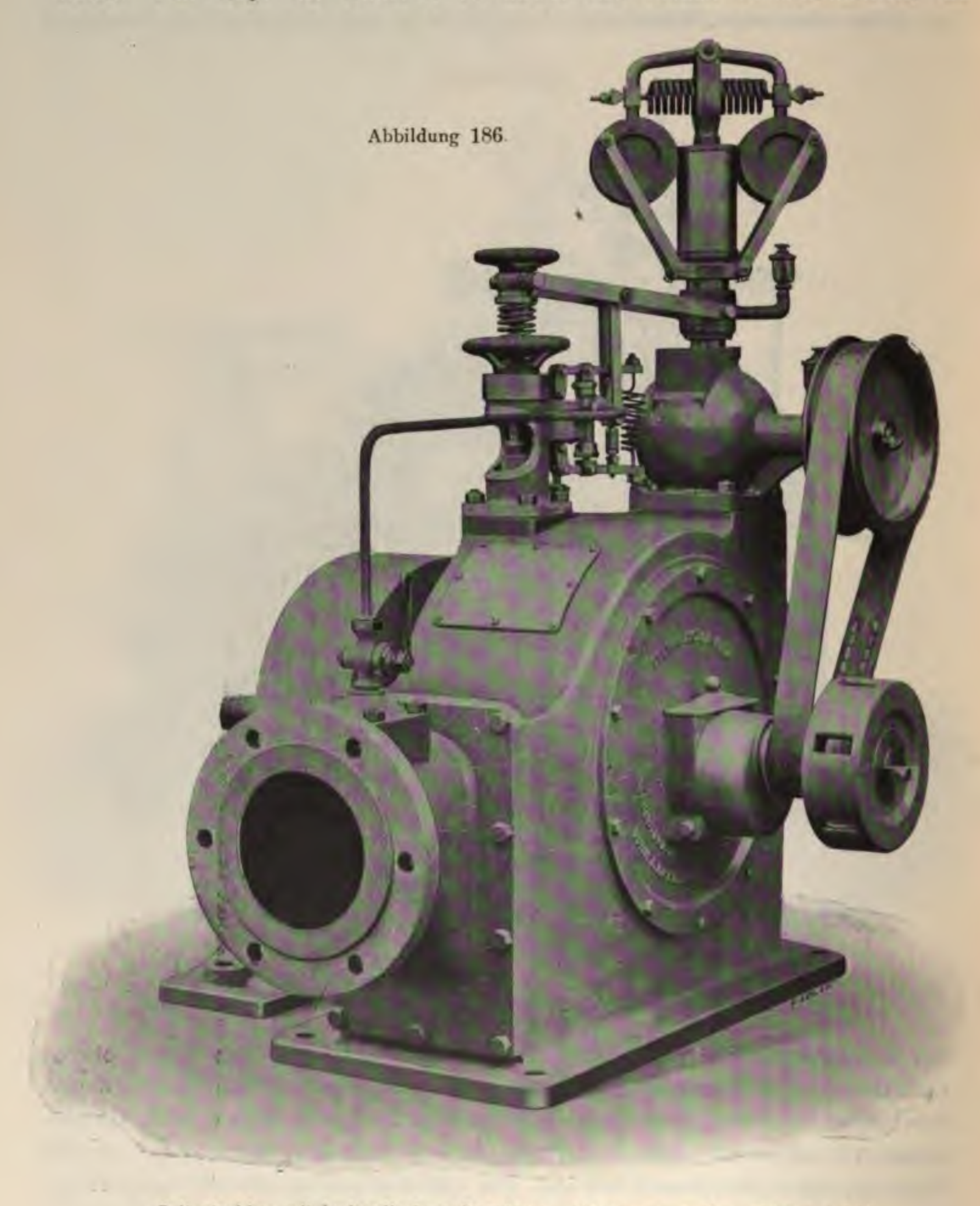


Peltonturbine mit hydraulischem Regulator. (Briegleb, Hansen & Co., Gotha.)

des Regulatorhebels trägt. Gleichzeitig trägt die Gabel Z an ihrem oberen Ende die beiden Kontaktstücke, von denen das Kontaktstück am Regulatorhebel eines berühren muss, um den Stromkreis einer der beiden Magnetkuppelungen zu schliessen. Die Steuerwelle bewegt nun die Gabel immer in der Richtung, dass der Kontaktschluss, der die Kuppelung des Wendegetriebes und damit die Drehung der Reglerspindel und der Steuerwelle selbst eingeleitet

hat, wieder aufgehoben wird. Die Gabel Z wirkt also in derselben Weise wie die Rückführung der Steuerung eines Servomotors, der hier durch das Wendegetriebe dargestellt wird, während die Doppelkontakte sein Steuerventil vertreten. Am Kopf der Gabel Z ist ausser den beiden Federkontakten, die

Abbildung 186.



Peltonturbine mit hydraulischem Regulator. (H. Breuer & Co., Höchst a. M.)

ebenso wie das Kontaktstück am Regulatorhebel durch biegsame Litzen mit Stromklemmen an der Wand verbunden sind, ein magnetischer Funkenlöscher angebracht, der verhindert, dass die Kontakte verbrennen.

Die magnetische Kuppelung für das Wendegetriebe und die Reglerspindel ist in folgender Weise angeordnet. Auf der Reglerspindel sitzen die beiden Zahnräder, die von der liegenden Regulatorwelle aus in verschiedener Richtung gedreht werden. An den sich gegenüberliegenden Seiten der Zahnräder ist je eine schmiedeiserne Ringscheibe angeschraubt, der je eine gusseiserne Kuppelscheibe gegenübersteht. Die Naben dieser Kuppelscheiben sind miteinander

Abbildung 187.

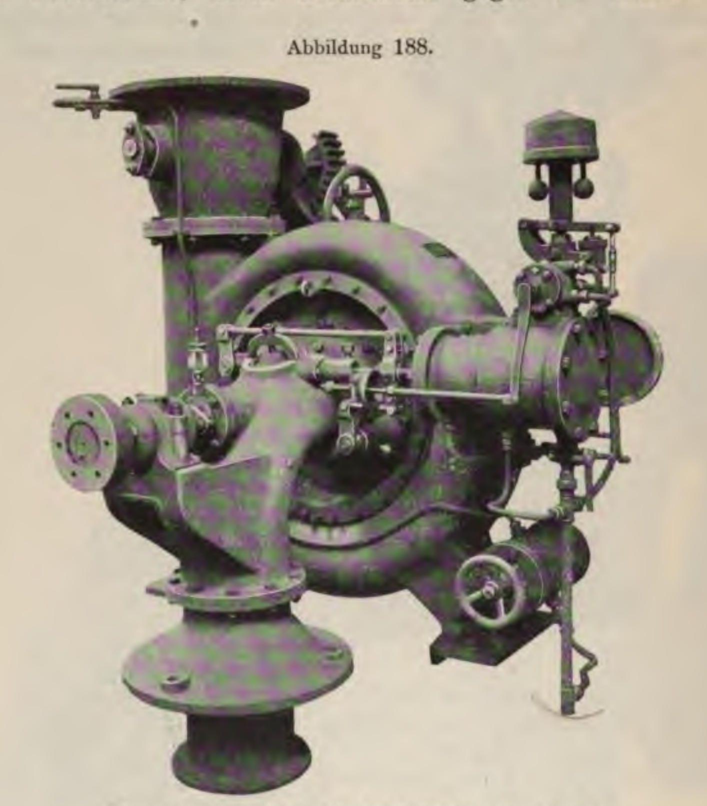


Löffelradturbine mit Geschwindigkeits- und Druckregulator.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur)

und mit der Reglerspindel durch Federkeile derart verbunden, dass sie sich gegeneinander in achsialer Richtung verschieben können. In die Kuppelscheiben ist nun in einer ringförmigen Aussparung je eine Drahtspule gelegt, die ein magnetisches Feld erzeugt, wenn sie von Strom durchflossen wird. Das Magnetfeld presst die Kuppelscheibe an die Ringscheibe des anstossenden Zahnrades, wodurch die Kuppelscheibe und die mit ihr verbundene Reglerspindel in der Richtung des Zahnrades mitgenommen werden. Die Kuppelscheiben werden jedoch nicht ganz mit den Ringscheiben der Zahnräder in Berührung gebracht, da sie infolge des remanenten Magnetismus auch nach Unterbrechung des

Stromes mit der Erregerspule zusammenkleben würden. Die Berührung erstreckt sich vielmehr nur auf zwei am Rande der Scheiben angebrachte Bronzeringe, deren Reibung neben der Anziehung des magnetischen Kraftfeldes zum Mitnehmen ausreicht. Um zu verhindern, dass die Kuppelscheiben kleben, dienen ausserdem Schraubenfedern, die, um die losen Zahnradbüchsen gelegt, die Kuppelscheiben von den Zahnrädern abdrücken, und eine im Aufriss nicht gezeichnete Federbremse, deren Bremsklötze gegen die Aussenflächen der

Abbildung 188.

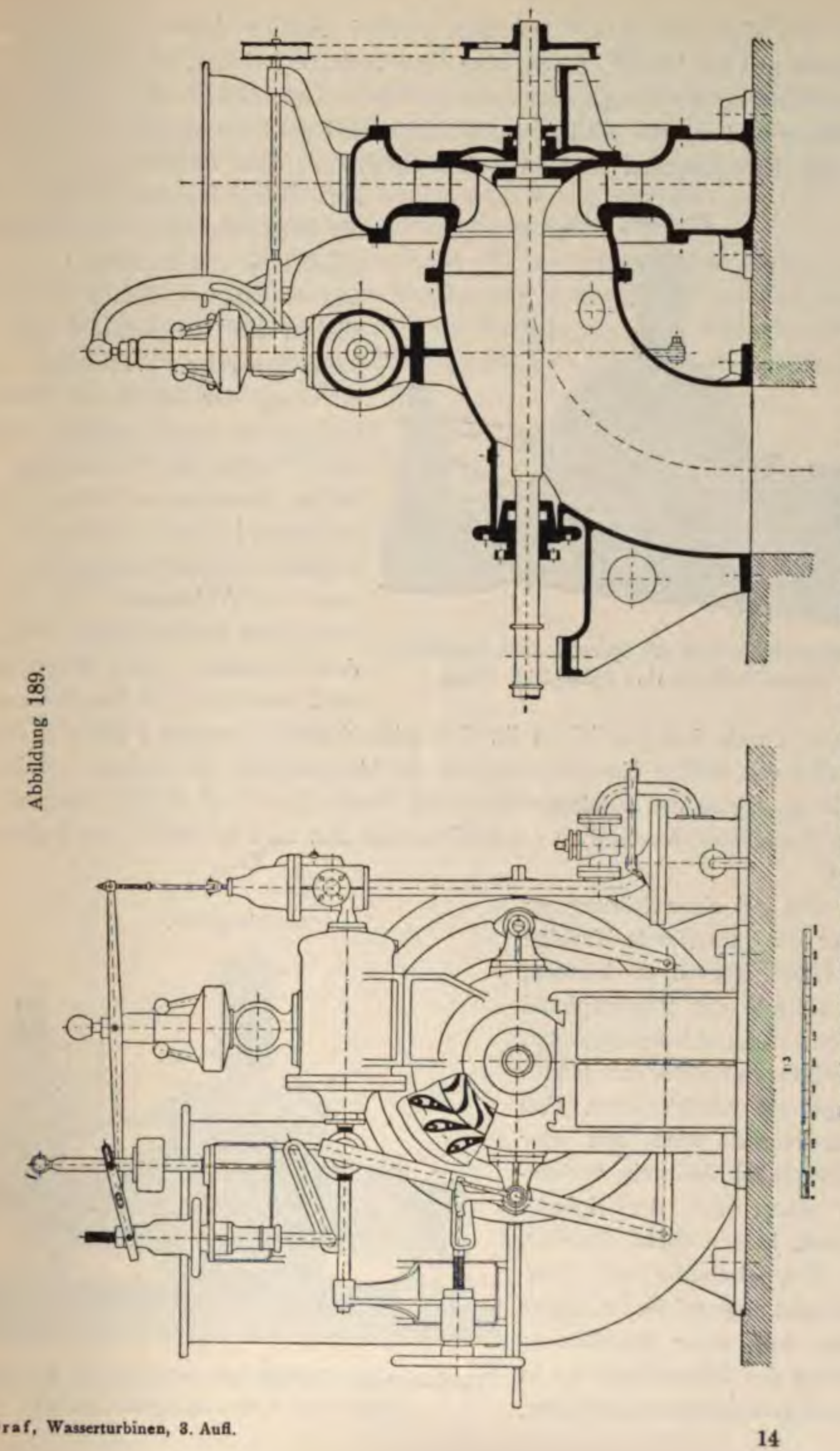


Francisspiralturbine mit hydraulischem Regulator.
(J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Kuppelscheiben gepresst werden, wenn die Bremse nicht durch denselben Strom, der die Spulen der Kuppelung erregt, magnetisch ausser Tätigkeit gesetzt wird.

Als Stromquelle für den elektromechanischen Regler dient ein Nebenschluss der Gleichstrom-Sammelschienen des Werkes von rund 240 Volt Spannung, von der ein Teil durch einen Vorschaltwiderstand abgedrosselt wird. Siehe das Schaltungsschema auf Tafel XLV. Parallel hierzu liegt als Hilfsstromquelle eine Sammlerbatterie von 100 Volt Spannung. Der eine Pol der Stromquelle ist an den Regulatorhebel gelegt, von dem der Strom, dem Ausschlag der Schwungkugeln entsprechend, nach einem der beiden Federkontakte am

Abbildung 189.



Francisspiralturbine mit hydraulischem Regulator. (Escher, Wyss & Co., Zürich.)

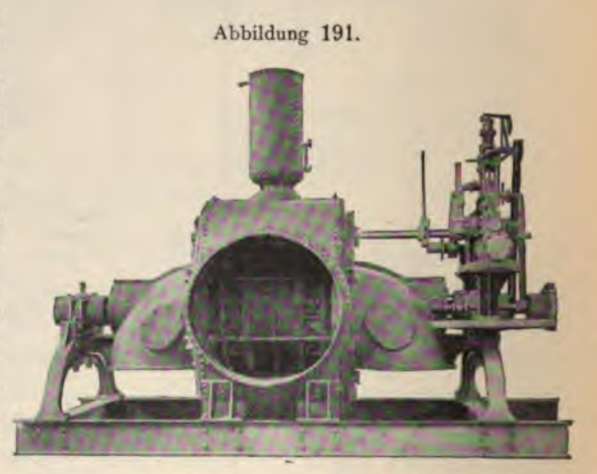
Kopfe der Gabel Z geht. Der Strom wird sodann durch eine Litze den Klemmen an der Wand, durch eine fest verlegte Leitung, Schleifbürste und einen Schleifring der Erregerspule einer der beiden Kuppelscheiben zugeführt, durch Schleifring und -bürste wieder abgenommen und zur Stromquelle zurückgeleitet. Vor den Erregerspulen sind in jedem Stromkreis eine Bleisicherung und ein Ausschalter angebracht, der, wenn die Wandermutter auf der Reglerspindel ihre Endstellung erreicht hat, selbsttätig geöffnet wird. Parallel zu den Erregerspulen liegt ein induktionsfreier Widerstand von 50 Ohm, der zu starke Funkenbildung an den Kontakten verhindert. Hinter der Vereinigung der beiden Erregerstromkreise in ihrem negativen Pol, aber noch vor dem negativen Pol der Hilfsbatterie, liegt noch ein Widerstand zum Herabsetzen der an den Spulen anliegenden Spannung. Jede Magnetspule wird normal mit 2 Ampère erregt, während durch den parallel zu ihr liegenden Schutzwiderstand 1 Ampère fliesst. In Reihe mit beiden Erregerspulen ist die Magnetspule der Bremse geschaltet. Die Magnetspule des Funkenlöschers am Kopfe der Gabel Z liegt dauernd mit einem Vorschaltwiderstand an der Hilfsbatterie und wird mit nicht ganz 1 Ampère erregt.

Abbildung 190.

Francisspiralturbine mit hydraulischem Regulator.
(James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

Um bei einer Störung am Regler die betreffende Turbine von Hand steuern zu können, ist am Ende der Reglerspindel ein Schneckenrad lose aufgesetzt, das mittels Schnecke und Handrad gedreht werden kann. Das Schneckenrad wird mit der Reglerspindel dadurch verbunden, dass, auf der Spindel gleitend, jedoch nicht drehbar, eine Kuppelscheibe mit Spurzahnkranz angeordnet ist, deren Zähne mit einer Flankenverzahnung des Schneckenrades in Eingriff gebracht werden können.

Abbildung 191.



Francisdoppelspiralturbine mit hydraulischem Regulator.
(James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

Hierzu wird die Kuppelscheibe mittels Gewinde, Mutter und Handrad auf der Spindel gleitend gegen das Schneckenrad bewegt. Die Mutter der Kuppelscheibe wird dann noch durch eine ebenfalls mit Handrad versehene Gegenmutter gesichert. Um bei der elektromechanischen und bei der Handsteuerung die Stellung der Leitradschaufeln beurteilen zu können, ist an der Wandermutter der Reglerspindel ein senkrechter Zeiger angebracht, der über einer auf einer wagerechten Schiene angebrachten Einteilung einspielt.«*)

In den folgenden Abbildungen 184 ÷ 191 sind verschiedene Turbinentypen mit mechanischen und hydraulischen Regulatoren dargestellt, woraus der Antrieb, die allgemeine Anordnung und Aufbau der Regulatoren noch weiter hervorgeht. An dieser Stelle sei auch auf das Studium der betreffenden Konstruktionstafeln aufmerksam gemacht.

*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1903, S. 1031 u. folg.

IV. Abschnitt.

Untersuchung der Turbine und Anleitung zur Wassermessung.

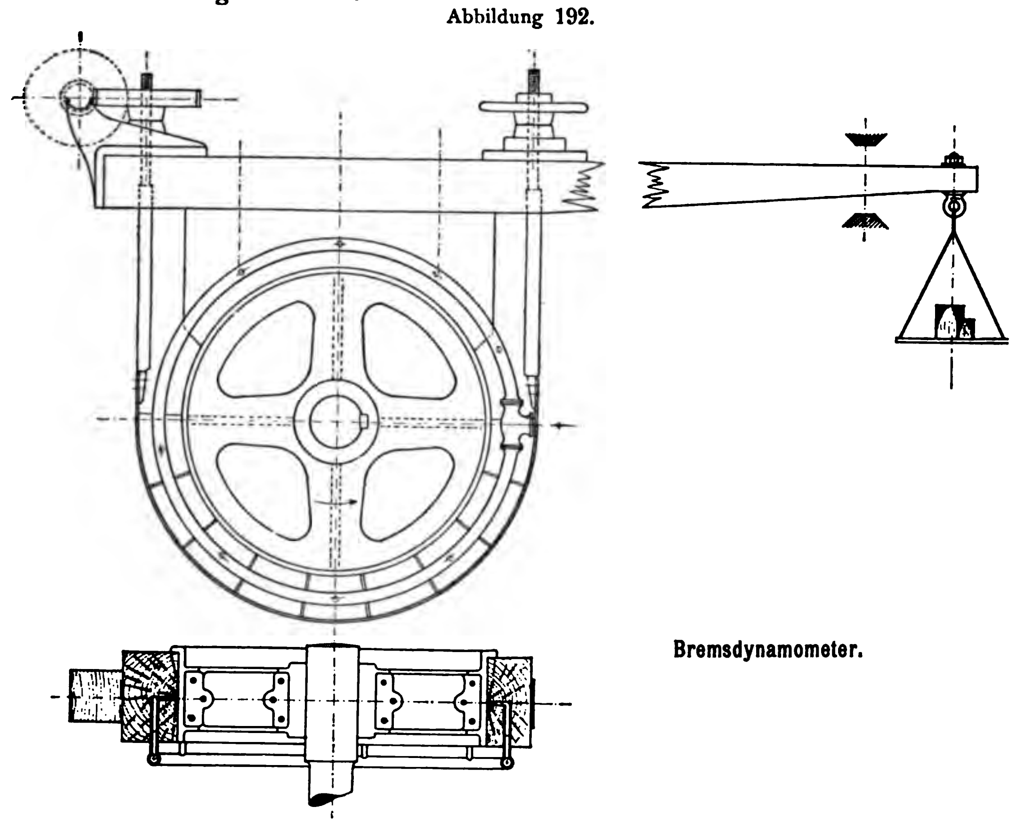
---

§ 35.

Das Untersuchen der Turbinenanlage.

Die Untersuchung jeder Turbine zerfällt in eine Untersuchung der Turbine selbst einschliesslich der Turbinenkammer ohne Wasserzufluss und in eine Bremsung der Turbine bei verschieden grossem Wasserzufluss bezw. bei verschiedenen Belastungszuständen.

Abbildung 192.

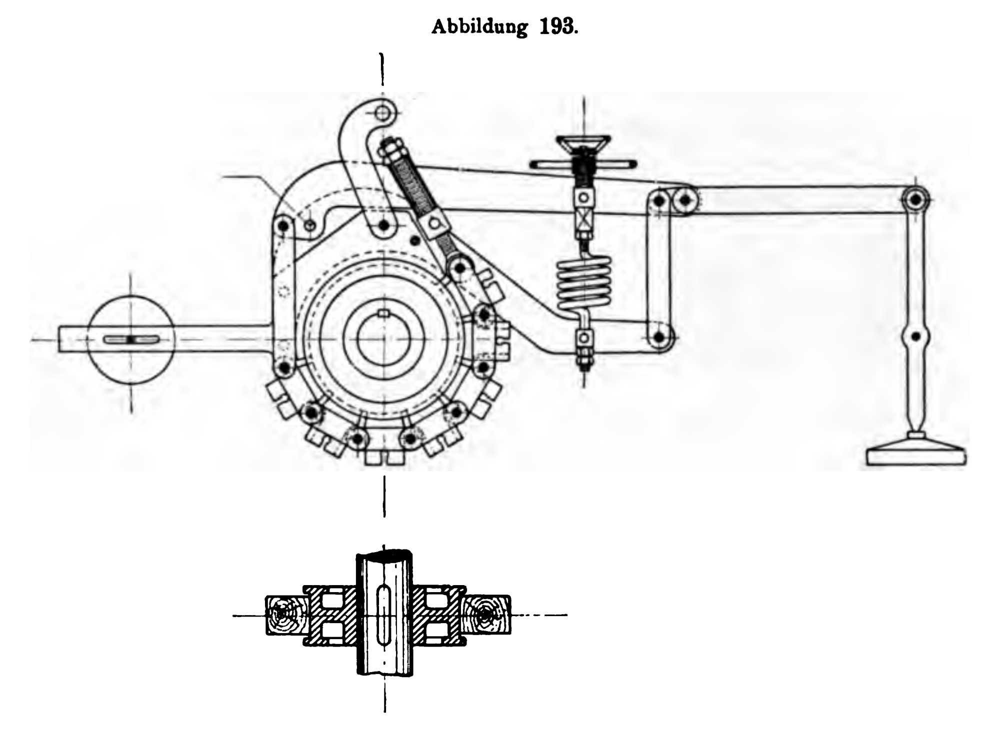


Bremsdynamometer.

Erstere Untersuchung hat den Zweck, die konstruktive Ausführung der Turbine und den Einbau, der durch Orts- und Wasserverhältnisse bedingt ist, zu werten.

Durch das Bremsen der Turbine stellt man in erster Linie ihre Nutzleistung fest. Hierzu bedient man sich eines Bremsdynamometers. Am bekanntesten und zugleich einfach und billig ist die Reibungsbremse. Sehr genaue Resultate liefern auch hydraulische Dynamometer von Amsler Laffon & Sohn, Schaffhausen, sowie die elektrischen Wirbelstrombremsen. Um die ungeschmälerte Leistung der Turbine zu erhalten, ist es nötig, die Bremse unmittelbar auf der Turbinenwelle, mindestens aber auf der Vorgelegwelle anzubringen. Das Bremsdynamometer besteht im allgemeinen aus einer Bremsscheibe, auf deren Um-

Abbildung 193.



fang die zu messende mechanische Arbeit des Motors sich dadurch in Reibungsarbeit umwandelt, dass man meist zwei hölzerne Backen um die Scheibe legt und durch zwei Schrauben zusammenpresst. Siehe die Abb. 192. Mit der einen Backe ist ein Hebel verbunden, an dessen freiem Ende sich eine Wagschale befindet zur Aufnahme des Belastungsgewichtes *G*. Dieses Gewicht muss so gross sein, dass die Bremse durch Reibung nicht mitgenommen wird. Die Messung der Maschinenarbeit beruht auf der Erhaltung des Gleichgewichtszustandes, welcher durch mehr oder weniger starkes Anziehen der Presschrauben erreicht wird. Es ist besonders darauf zu achten, dass diese Regulierung der Bremse langsam und gleichmässig vor sich geht.

Während des Bremsens muss die Scheibe gekühlt werden. Die Kühlflüssigkeit kann gewöhnliches Wasser, besser Seifenwasser, sein, welches in

gleichen Mengen beständig zuzufliessen hat. Durch ein Rohr, nach dem Radius der Scheibe gebogen, ist diese Kühlflüssigkeit vorteilhaft den Schmiernuten der Bremsbacken zuzuführen.

Bedeutet G das Belastungsgewicht der Reibungsbremse abzüglich des Gewichtes des losen Hebels in derselben Stellung, l die Länge des Hebelarmes, r den Halbmesser der Bremsscheibe, n die beobachtete mittlere Umdrehungszahl in der Minute, dann ist die Nutzleistung der Maschine in effektiven Pferdekräften

$$N_\eta = \frac{Gl}{r} \cdot \frac{\pi r n}{30 \cdot 75} = 0{,}001396\, n\, G\, l \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 140.$$

Die Tourenzahl hierzu kann mittels eines Tourenzählers gemessen oder auf die einfache Weise bestimmt werden, dass man einem hervorspringenden Teil der Welle (dem Keil) eine Holzplatte entgegenhält und die Anzahl der Schläge in der Minute zählt.

Zum Aufschreiben der bei der Bremsung beobachteten Zahlenwerte ist nachstehendes Beispiel einer Tabelle zu empfehlen.

Muster-Tabelle zur Bremsung.

Versuch Nr.	Zeit	Tourenzähler-ablesung	Umdreh-ungen/min n	Belastungs-gewicht G in kg	Beaufschlagung	Bemerkung
8	3^{20}h	3445 3085	360	22	30 mm = ³/₄	
9	3^{25}h	1380 1021	359	22	—	

Erwähnt sei an dieser Stelle noch die Reibungsbremse nach Abb. 193, welche nach Angaben von Prof. Pfarr ausgeführt ist. »Sie wird gebildet durch eine die Bremsscheibe umgebende grossgliederige Gallsche Kette, in deren Glieder, ähnlich den Holzkämmen, hölzerne Bremsklötze eingesteckt sind. Eine kräftige Spiralfeder, durch Handrad einstellbar, zieht das so gebildete Bremsband in dem zangenartig ausgebildeten Bremsapparat an.

Der als Bremshebel dienende obere Zangenarm drückt nun nicht unmittelbar auf eine Dezimalwage, sondern es ist ein beweglicher Hebel, dessen Drehpunkt im oberen Zangenarm liegt, zwischengeschaltet, und der längere Arm dieses Hebels drückt auf die Wage, während das kürzere Ende sich mittels Schubstange gegen den unteren Zangenarm stützt. Der Gegendruck der Wage wirkt auf diese Weise der Federspannung entgegen und ist bestrebt, die Zange zu öffnen. Beträgt die vorher eingestellte Federspannung F kg und ist der Gegendruck der Wage, im Verhältnis der Hebelarme auf die Feder umgerechnet, P, so wird das Bremsband nur mit der Kraft $F-P$ gespannt. Vermehrt sich

nun aus irgend welchem Grunde während des Versuches die Reibung zwischen Bremsband und Scheibe, so wird das vergrösserte Reibungsmoment einen grösseren Wagedruck hervorbringen, den die Turbine bei langsamerem Lauf auch zu leisten vermag. Der vergrösserte Wagedruck wird aber die Kraft P auf P' vermehren, und so wird das Bremsband nur mit der Kraft $F—P'$ angezogen werden, also mit weniger als vorher, d. h. die Bremse wird bei vergrösserter Reibung selbsttätig entsprechend weniger angezogen; die Umlaufzahl der Turbine wird also nicht so weit heruntergehen, wie es den gesteigerten Reibungsverhältnissen entspricht, sondern einen zwischenliegenden Wert annehmen. Bei Abnahme der Reibung vermindert sich das Reibungsmoment, also auch der der Feder entgegenwirkende Wagedruck, das Bremsband wird

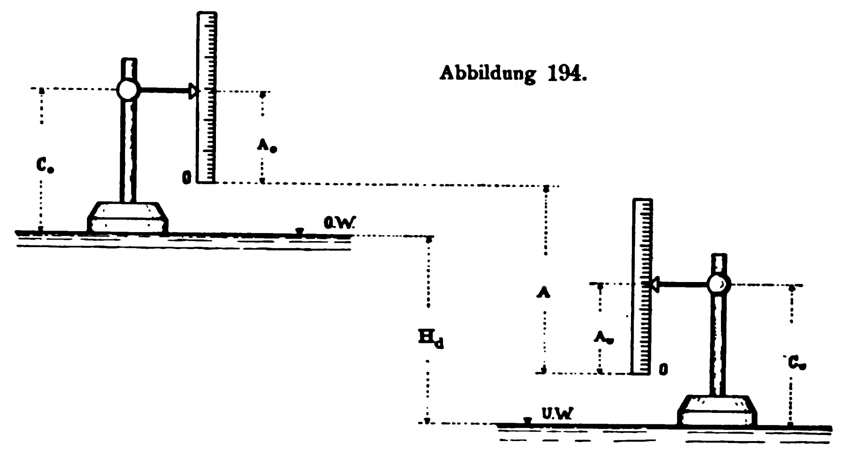


Abbildung 194.

mit stärkerer Spannung angezogen werden. Auf diese Weise bleiben die Umlaufzahlen der Turbine gemäss der eingestellten Federspannung auch ohne ständiges Regulieren von Hand in engen Grenzen.«*)

Messen wir nun noch gleichzeitig während der Bremsung der Turbine ihre sekundlich zufliessende Wassermenge und ausserdem das zur Ausnützung gelangende jeweilige Gefälle, so erhalten wir mit diesen Daten die an das Laufrad abgegebene Arbeit in absoluten Pferdestärken nach der Beziehung

$$N_a = \frac{1000\,QH}{75},$$

und endlich aus dem Verhältnis der Bremsarbeit zur absoluten Arbeit den Wirkungsgrad der Turbine

$$\eta = \frac{N_\eta}{N_a}.$$

Es ist das disponible Gefälle H_d:

1. Einer Ueberdruckturbine ohne Saugrohr und Ausguss über Wasser: der unmittelbar über der Turbine gemessene lotrechte Abstand der

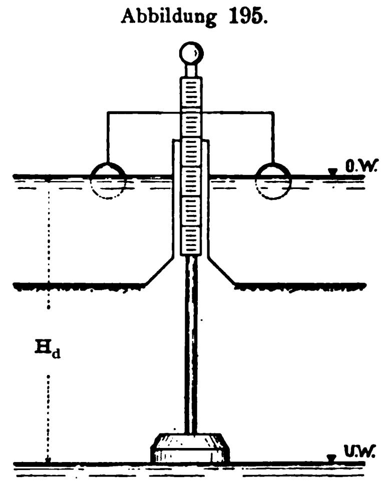
*) S. a. Z. d. V. D. Ing. 1904. S. 1063.

horizontalen Ebene, in welcher die Schwerpunkte „2" der Laufradzellen liegen, bis zum Oberwasserspiegel.

2. Einer Ueberdruckturbine mit oder ohne Saugrohr und Ausguss unter Wasser: der lotrechte Abstand des Unterwasserspiegels unmittelbar über der Turbine gemessen bis zum Oberwasserspiegel.
3. Einer Druckturbine (selbstverständlich mit Ausguss über Wasser): der unmittelbar über der Turbine gemessene lotrechte Abstand der horizontalen Ebene, in welcher die Schwerpunkte „1" der Leitradzellen liegen, bis zum Oberwasserspiegel.

Das Nutzgefälle der Turbine erhält man sodann aus dem disponiblen Gefälle abzüglich des Gefällshöhenverlustes H_ρ infolge der Wasserreibung im Zuflussgraben oder Rohr. Das tatsächliche Nutzgefälle der Turbine ist also $H = H_d - H_\rho$ und entspricht der manometrischen Druckhöhe.

Abbildung 195.



Im Fall »2« wird zur Ermittelung des Nutzgefälles am Ober- und Untergraben je eine Messlatte angebracht, an denen alle drei Minuten mit Hilfe der Schwimmer nach Abbildung 194 der Stand des Wassers abzulesen ist. Die Konstante C des Schwimmers ist vor der Messung in ruhigem Wasser genau zu bestimmen und muss während der Dauer des ganzen Versuches beibehalten werden. Der vertikale Abstand A zwischen den Nullpunkten beider Messlatten wird durch Nivellement erhalten. Die jeweiligen Messlattenabschnitte A_u und A_o sind in nachstehender Tabelle aufzunotieren. Die disponible Gefällshöhe, wovon H_ρ nach Ermessen abzuziehen ist, berechnet sich sodann zu

$$H_d = (C_u - C_o + A) - A_u + A_o \qquad 141.$$

Muster-Tabelle zur Gefällsbestimmung.

Versuch Nr.	Zeit	Ablesungen A_o in cm	Ablesungen A_u in cm	Bemerkung
8	3^{30}	32,12	22,18	
9	3^{33}	31,82	22,00	

Tritt der Fall ein, dass Ober- und Unterwasserspiegel übereinander liegen, dann leistet zur Gefällsbestimmung die Einrichtung nach der Skizze in Abbildung 195 gute Dienste. Hier kann das jeweilige Gefälle H_d direkt an der einen Messlatte abgelesen werden.

Noch einfacher gestaltet sich die Bestimmung des Nutzgefälles, wenn das Aufschlagwasser der Turbine durch ein Rohr zugeführt wird. Hier ist dann einfach durch Anbringen eines Manometers an das Turbinengehäuse das Nutzgefälle an demselben direkt abzulesen.

Entgegen der Verschiedenheit bei der Gefällshöhenbestimmung sind die Wassermessungen für Ueberdruck- und Druckturbinen gleich. Sie kann vor sowie nach der Turbine vorgenommen werden. Sofern das Wasser der Turbine in einem Gerinne zugeführt wird, ist die zur Ausnützung gelangende sekundliche Wassermenge dann das Produkt aus dem mittleren vom Wasser durchflossenen Kanalquerschnitt und der Profilgeschwindigkeit. Der jeweilige mittlere

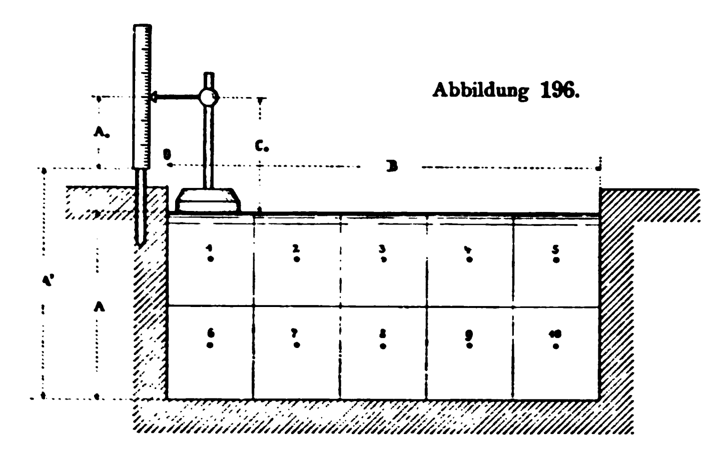


Abbildung 196.

Kanalquerschnitt berechnet sich aus den der Tabelle zur Gefällsbestimmung zu entnehmenden Daten nach der Gleichung

$$F = (A' - (C_0 - A_0))\,B \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 142.$$

Muster-Tabelle zur Wassermessung.

Versuch Nr. 8. Beginn: 2^{30}, Schluss: 3^{25}.

Profilpunkt Nr.	Flügelablesung Anfang e	Flügelablesung Ende e	Flügelumdrehung in 60 sk n	Flügelumdrehung in 1 sk n	Wassergeschwindigkeit in m w	Bemerkung
	241	330	89			
1	330	420	90	1,483	0,668	
	420	509	89			

Die weitere Verarbeitung der Versuchsresultate möge unter Zugrundelegung der ausgeführten Bremsung einer Doppel-Francisturbine mit horizontaler Achse gezeigt werden. Erbaut wurde diese Turbine von Escher, Wyss & Co., Zürich, im Auftrage der Zürcher Papierfabrik an der Sihl für ein Gefälle von

6,65 m und eine Wassermenge von 2,9 $m^3/_{sk}$. Leiter der Untersuchung war Professor F. Prasil. Die Versuchseinrichtung und Ausführung waren ähnlicher Art, wie oben besprochen.

VII. Tabelle. Bremsresultate zur Doppel-Francisturbine der Züricher Papierfabrik a. d. Sihl.

Versuch Nr.	Zeit	Umdreh-ungen/min n	Effektive Leistung N_η	Gefälle H	Wasser-menge Q	Absolute Leistung N_a	Wirkungs-grad η	Beaufschlagung
1	17. X. 99 11^{30}—1^{50}	154,2	142	6,831	1,826	166,3	85,38(?)	23,4 mm = $^2/_4$
2	16. X. 99 2^{35}—4^{32}	140,7	191,84	6,672	2,530	225,06	85,23	34,6 mm = $^3/_4$
3	16. X. 99 5^{00}—6^{30}	146,3	233,8	6,657	3,060	271,6	86	50,3 mm = $^4/_4$

Die Doppel-Francisturbine machte es in ihrer Eigenschaft als Regulierturbine nötig, sie für verschiedene Beaufschlagung zu bremsen. Die lichten

Abbildung 197.

Nutzeffektkurve und Kurve der Leitschaufelöffnung.

Austrittsweiten des Leitrades wurden durch Drehen des Regulierhandrades ausprobiert, und es ergab sich für

74	Umdrehungen des Regulierhandrades von Schlusstellung ab	50,3 mm l. W. d. i. nominell	$^4/_4$ offen
54	„	34,6 „ „ „ „ „ „	$^3/_4$ „
38	„	23,4 „ „ „ „ „ „	$^2/_4$ „

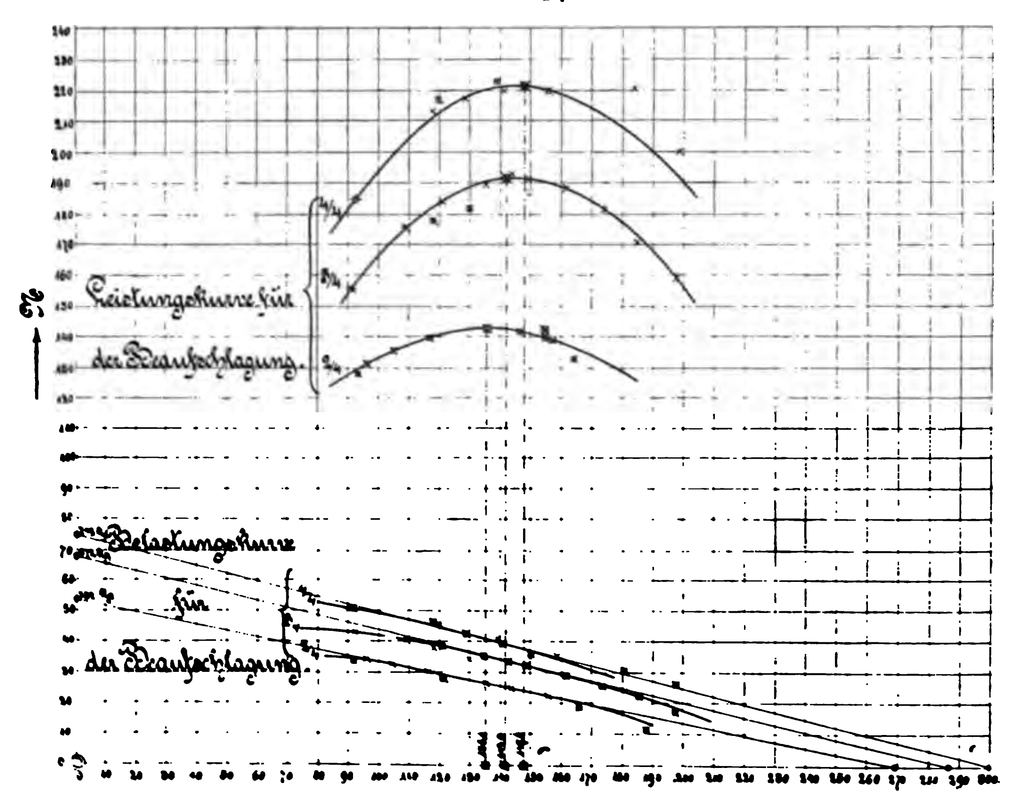
Zur Veranschaulichung der Abhängigkeit des Wirkungsgrades von den verschiedenen Beaufschlagungen sind in der graphischen Darstellung, Abb. 197,

die jeweiligen η aus der Tabelle VII als Ordinaten, die Wassermengen als Abszissen aufgetragen. Werden die freien Punkte miteinander verbunden, so ergibt sich die Nutzeffektkurve. Tragen wir auf denselben Ordinaten auch noch die Leitschaufelöffnungen ab, so erkennen wir aus der Nutzeffektkurve und der Kurve der Leitschaufelöffnung, dass der Wirkungsgrad bei $^4/_4$ und $^3/_4$ Oeffnung des Leitrades ziemlich konstant bleibt und sich erst bei $^2/_4$ Oeffnung eine merkliche Abnahme zeigt.

In zweiter Hinsicht sind die Leistungskurven bei den verschiedenen Beaufschlagungen von Interesse. Dieselben werden erhalten, wenn man die verschieden beobachteten Umdrehungszahlen als Abszissen und die zugehörigen effektiven Leistungen als Ordinaten aufträgt. Die höchste Leistung bei jeder Beaufschlagung soll jedesmal mit der normalen Tourenzahl zusammentreffen. Aus unseren Leistungskurven in Abbildung 198 ersehen wir, dass diese Bedingung erfüllt ist. Zugleich gibt uns der regelmässige Verlauf der Kurven einen richtigen Anhalt über unsere beobachteten Resultate nach der Tabelle VII. In letzterer Abbildung sind weiter zu den verschiedenen Umdrehungszahlen als Abszissen die zugehörigen Bremsgewichte als Ordinaten aufgetragen. Der theoretisch



Abbildung 198.



richtige Verlauf der so entstandenen Belastungskurven müsste eine Gerade darstellen und ihre Ordinate im Nullpunkte die Geschwindigkeit für das Moment der festgebremsten Turbine veranschaulichen. In unserem Fall, bei voller Beaufschlagung, entspricht die so abgeschnittene Ordinate einem Belastungsgewichte von 749 kg, welcher Betrag ungefähr das Doppelte des Belastungsgewichtes bei normaler Turbinenleistung ist. Die entgegengesetzte Verlängerung der Belastungskurve schneidet auf der Abszissenachse die Tourenzahl für den Leergang ab. Es bestätigt sich in den drei Fällen die Regel, dass die Leergangstourenzahl nahezu das Doppelte (in Wirklichkeit 1,8 n) der vorteilhaftesten ist.

§ 36.

Hydrometrie.

Die Hydrometrie kennt zwei ihrem Wesen nach verschiedene Verfahren, um die in der Zeiteinheit in einem Gerinne oder Rohre abfliessenden Wassermengen zu bestimmen.

I. **Das Verfahren der unmittelbaren Wassermessungen,** durch:
- a) geaichte Gefässe,
- b) Ausflussöffnungen an Druckschützen,
- c) Ueberfallwehre.

a) Durch geaichte Gefässe.

An Zuverlässigkeit und Unmittelbarkeit steht das Aichverfahren in Messbehältern obenan. Die unvermeidlichen Beobachtungsfehler sind hier am kleinsten und auf das Resultat selbst ohne praktischen Einfluss. Eine Anleitung zur Ausführung dieser Messung zu geben, dürfte überflüssig sein.

b) Durch Ausflussöffnungen an Druckschützen.

In vielen Fällen ist diese Art von Wassermessung sehr einfach; denn die hierzu nötigen Einbauten, wie aus Abb. 199 zu ersehen, sind bei Wasserkraftanlagen zumeist vorhanden. Zur Ausführung der Messung wird die Schütze auf das abfliessende Wasser so eingestellt, dass weder ein Heben noch Sinken des Oberwasserspiegels stattfindet. Bedeutet:

Q Wassermenge im $m^3/_{sk}$,
b Breite der Ausflussöffnung in m
a Höhe „ „ „ „
h Druckhöhe über Mitte Ausflussöffnung in m,
k einen Koeffizient, welcher zwischen 0,60 und 0,65 veränderlich ist, je nach Druck und Beschaffenheit der Oeffnung, so berechnet sich die austretende Wassermenge zu:

$$Q = k b a \sqrt{2gh} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 143.$$

VIII. Tabelle. Wassermengen für Ausfluss an Druckschütze.

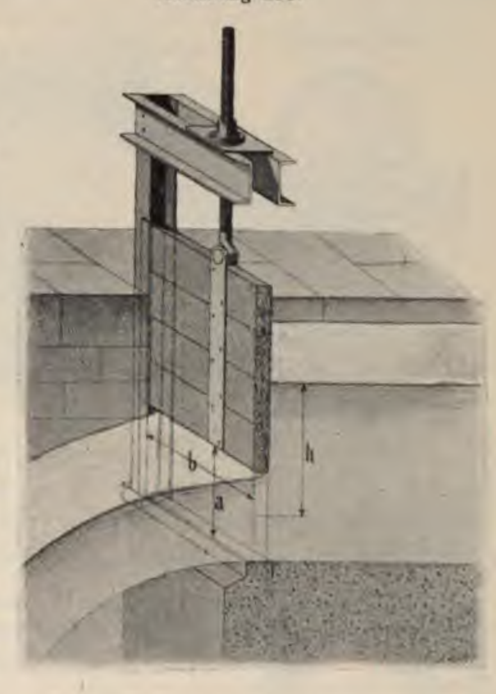
Wassermenge Q in l/sk für Druckhöhen h und Höhe der Ausflussöffnung a in m bei 1 m Breite

a	h	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,10	1,20	1,30
0,06	Q	71	79	87	95	101	107	113	118	124	129	133	138	143	147	151	155	159	167	175	182
0,07	"	83	93	102	111	118	125	132	138	144	150	155	161	167	171	176	181	185	195	204	212
0,08	"	95	106	116	121	134	143	151	158	165	172	177	184	191	196	201	207	212	223	233	242
0,09	"	107	119	131	142	151	161	170	177	185	193	199	207	215	220	226	233	239	251	262	273
0,10	"	119	132	146	157	168	178	188	197	206	214	222	230	238	245	252	259	266	279	291	303
0,11	Q	131	146	160	173	185	196	207	217	226	235	244	253	262	269	277	285	292	307	320	333
0,12	"	143	159	175	189	202	214	226	237	247	256	266	276	286	294	302	311	318	335	349	363
0,13	"	155	172	189	204	219	232	245	256	267	278	288	299	310	318	327	337	345	363	378	394
0,14	"	166	185	204	220	236	250	264	276	288	299	310	322	334	343	352	363	372	391	407	424
0,15	"	178	198	218	235	253	267	282	296	308	320	333	345	357	367	378	388	399	418	437	454
0,16	Q	190	212	233	251	270	285	301	315	329	342	355	368	381	392	403	414	425	446	466	485
0,17	"	202	225	247	267	286	303	320	335	349	363	377	391	405	416	428	440	451	474	495	515
0,18	"	214	238	262	282	303	321	339	355	370	385	399	414	429	441	453	466	478	502	524	545
0,19	"	226	252	277	298	320	339	358	374	391	406	422	437	452	465	478	493	505	530	553	575
0,20	"	238	265	291	314	336	356	376	394	412	428	445	460	475	490	504	518	531	557	582	606
0,22	Q	262	292	320	346	370	392	414	434	453	471	489	506	523	539	554	570	584	613	640	666
0,24	"	285	318	349	377	404	428	451	473	494	514	534	552	570	588	605	622	637	669	698	727
0,26	"	309	345	378	409	437	464	489	513	535	557	578	598	618	637	655	673	690	725	756	787
0,28	"	333	371	407	441	471	500	526	552	576	600	623	644	666	686	706	725	743	781	814	848
0,30	"	357	399	437	472	504	535	564	591	618	642	667	690	713	735	756	777	797	836	873	909
0,32	Q	381	425	466	503	538	571	602	631	659	685	711	736	761	784	806	829	850	892	931	969
0,34	"	404	452	495	534	572	607	639	670	700	728	756	782	808	833	857	881	903	948	989	1030
0,36	"	428	478	524	566	605	643	677	710	741	771	800	828	856	882	907	932	956	1004	1047	1090
0,38	"	452	505	553	597	639	678	714	749	782	814	845	874	903	931	957	984	1000	1060	1105	1151
0,40	"	476	532	582	628	672	713	752	788	824	857	889	930	951	980	1008	1036	1063	1115	1164	1212

In Tabelle VIII sind für die verschiedenen Druckhöhen und Höhen der Ausflussöffnungen die sekundlich abfliessenden Wassermengen für 1 m Breite der Ausflussöffnung ausgerechnet. Betrage z. B. die Schützenbreite $b = 1{,}30$ m, die Höhe der Ausflussöffnung $a = 0{,}20$ m, die Druckhöhe über Mitte Ausflussöffnung $h = 1{,}00$ m, so lesen wir aus der Tabelle VIII für 1 m Schützenbreite die abfliessende Wassermenge zu $Q = 531\ l/_{sk}$ ab. Die abfliessende Wassermenge für vorliegenden Fall beträgt demnach $531 \cdot 1{,}30 = 690{,}3\ l/_{sk}$.

a) Durch Ueberfallwehre.

Abbildung 199.



Kleinere Wassermengen, wie sie Quellen, Bächen und Gräben eigen sind, misst man am besten mittels Ueberfallwehren, besonders wenn die Wassermessung längere Zeit hindurch fortzusetzen ist. Es sind Ueberfallwehre mit und ohne seitliche Kontraktion zu unterscheiden. Da die letztere Art bei verschiedenen örtlichen Verhältnissen recht unzuverlässige Vergleichsresultate gibt, wollen wir sie ausser Betracht lassen.

Der Ueberfall ist senkrecht zum Wasserlauf gemäss Abbildung 200 einzubauen und ringsum gegen den Wasserdruck sicher abzudichten, so dass durch Undichtigkeit kein Wasserverlust entsteht. Die einzubauende Wand kann aus Holz oder Blech bestehen. Hauptbedingung ist, dass der Ausschnitt in der Wand an allen drei Seiten gehörig scharfkantig ist. Holzkanten sind für Dauerversuche vorteilhaft durch einen ringsumlaufenden Blechstreifen vor zu rascher Abnützung zu schützen. Der Ausschnitt ist ungefähr halb so gross als der gesamte Kanalquerschnitt zu machen. Die Höhe, gemessen von Ueberfallkante bis zur Kanalsohle, betrage ungefähr $1^1/_2$ der Wassertiefe an der Messtelle.

Ist der Querschnitt der Ueberfallöffnung b m breit und der Wasserspiegel 1,0÷2,0 m oberhalb gemessen, h m über der horizontalen Ueberfallkante, dann ist theoretisch die in der Zeiteinheit abfliessende Menge

$$Q = {}^2/_3\, b h \sqrt{2gh}.$$

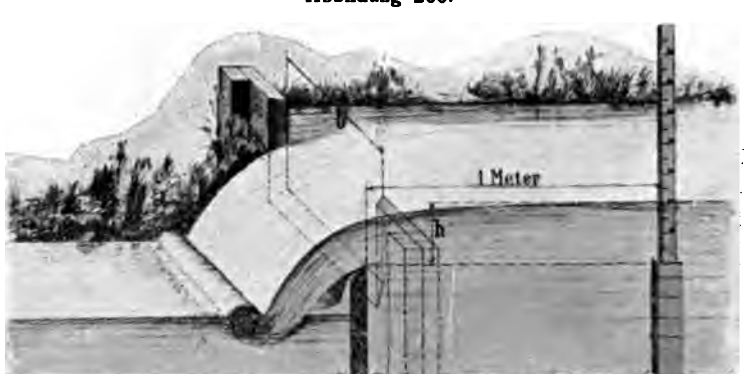
Die tatsächlich abfliessende Wassermenge ist um den Kontraktionsverlust kleiner. Es ist also zu rechnen

$$Q = kbh\sqrt{2gh}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 144.$$

worin k einen Koeffizient $< \frac{2}{3}$ bedeutet.

Die eigentliche Wassermessung gestaltet sich nun mit Hilfe der Tabelle IX äusserst einfach. In einem Abstand von $1 \div 2$ m oberhalb des Wehres liest man an der Messlatte, welche an einem eingeschlagenen Pfahle so befestigt ist, dass ihr Nullpunkt genau in Höhe der Ueberfallkante liegt, die jeweiligen Ueberfallhöhen ab. Die Tabelle gibt dann nach einer weiteren Multiplikation für die

Abbildung 200.



so gefundene Höhe und die entsprechende Ueberfallbreite die sekundlich abfliessende Wassermenge an. Es betrage beispielsweise die Ueberfallbreite $b = 1{,}80$ m, die beobachtete Druckhöhe $h = 210$ mm, dann ist nach der Tabelle IX die abfliessende Wassermenge $Q = 171 \cdot 1{,}80 = 307{,}8$ $l/_{sk}$.

IX. Tabelle. Wassermengen für Ueberfall mit seitlicher Kontraktion.

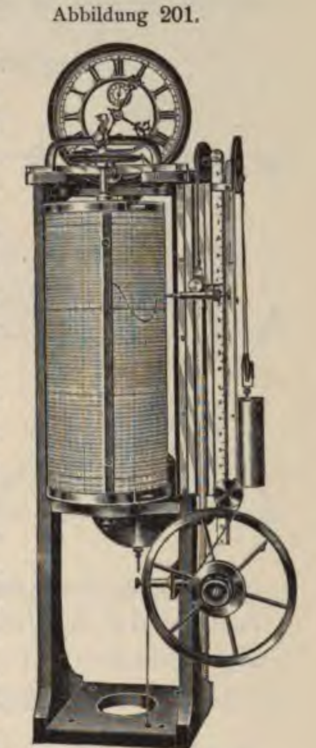
Wassermenge Q in $l/_{sk}$ für Druckhöhen h in **mm** bei **1 m** Breite									
h	Q	h	Q	h	Q	h	Q	h	Q
10	**2**	130	**83**	250	**221**	370	**399**	490	**608**
20	**5**	140	**93**	260	**235**	380	**415**	500	**626**
30	**9**	150	**103**	270	**248**	390	**431**	510	**646**
40	**14**	160	**113**	280	**262**	400	**448**	520	**666**
50	**20**	170	**124**	290	**276**	410	**465**	530	**685**
60	**26**	180	**136**	300	**291**	420	**482**	540	**705**
70	**33**	190	**147**	310	**306**	430	**500**	550	**723**
80	**39**	200	**159**	320	**321**	440	**518**	560	**743**
90	**48**	210	**171**	330	**337**	450	**535**	570	**763**
100	**56**	220	**183**	340	**352**	460	**553**	580	**783**
110	**65**	230	**195**	350	**367**	470	**571**	590	**803**
120	**74**	240	**208**	360	**383**	480	**589**	600	**823**

II. **Das Verfahren der mittelbaren Wassermessungen durch Bestimmung der Wassergeschwindigkeit,** vermittels:

a) hydrometrischer Flügel,
b) „ Röhren,
c) Schwimmer,
d) Wassermesser.

Diese Methoden finden naturgemäss nur bei grösseren Wassermengen Anwendung. Hand in Hand mit einer solchen Messung ist bei offenem Gerinne eine Gefällsmessung zur Beobachtung des Spiegelgefälles vorzunehmen. Hierzu werden dicht am Ufer oder im Flusslaufe selbst alle 25÷100 m Pfähle eingeschlagen, die Pfahlköpfe untereinander anschliessend an eine festliegende Höhenkote einnivelliert, so dass von hier aus während der Wassermessung die Absticke zum Wasserspiegel vorgenommen werden können. Ausserdem sind im Messprofile selbst unverrückbare Pegel anzuordnen und deren Nullpunkte durch Nivellement genau festzulegen. Hieran sind während der Messung in Abständen von 2÷3 Minuten die Ablesungen vorzunehmen. Bei Messungen von grosser Genauigkeit können diese Beobachtungen durch selbstregistrierende Pegel ausgeführt werden. Siehe hierzu die Abb. 201. Der Berechnung des vom Wasser durchflossenen Profils ist der mittlere Pegelstand zugrunde zu legen, wie dies im vorhergehenden Paragraphen gezeigt wurde.

Abbildung 201.



Selbstregistrierender Pegel.
(A. Ott, Kempten.)

Um im Messprofil möglichst gleichförmige Wasserbewegung zu erzielen und jede Nebenströmung zu vermeiden, ist durch gehörige Zubauten (Holzwände etc.) dem Wasser gute Führung zu geben. Zumeist wird sich aber in dem zu messenden Wasserlaufe eine zum Messen geeignete Stelle schon finden. Es ist ferner darauf zu achten, dass die Messungen in genügender Entfernung von der Turbine ausgeführt werden, da wegen des einseitigen Einsaugens derselben hier die Wasserbewegung dementsprechend ungleich ist. Endlich übt die Luftbewegung einen grossen Einfluss auf die Wasserbewegung aus und beeinträchtigt die Messung. Diese Angaben über die örtlichen und zeitlichen Zustände an der Messungsstelle sind jedem Messungsbericht beizufügen.

a) Hydrometrische Flügel.

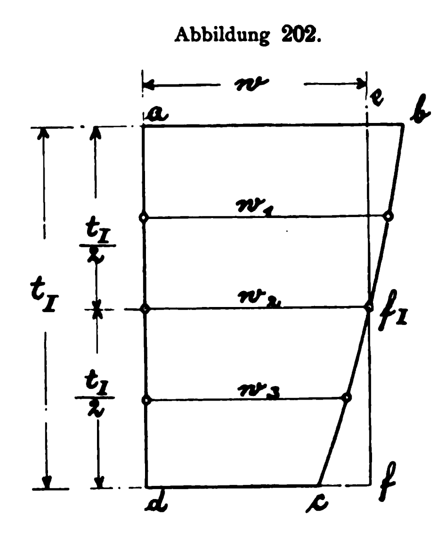
Zu einer Wassermessung mittels hydrometrischen Flügels gilt es, die mittlere sekundliche Wassergeschwindigkeit festzulegen. Die Wassermenge selbst

ist dann Querschnitt mal Geschwindigkeit. Letztere berechnet sich aus der sekundlichen Umdrehungszahl des Flügels nach der empirischen Formel

$$w = \alpha n + \beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 145.$$

Hierin sind α und β konstante Erfahrungswerte des Flügels, dadurch bestimmt, dass man mit diesem durch stillstehendes Wasser fährt. Für jede genaue Wassermessung müssen vor wie nach derselben die Flügelkonstanten durch Versuche bestimmt werden. Derartige Versuche können nur an eigens dazu eingerichteten Versuchsstationen, wie solche die Hochschulen Berlin, München und Wien aufweisen, vorgenommen werden. Zur Bestimmung des Rauminhaltes des Messprofiles ist über den Wasserlauf eine Messbrücke zu schlagen und auf dieser eine horizontale Messlatte so anzubringen, dass durch Loten der Grund des Profiles sowie die Einteilung desselben festgelegt bezw. aufgezeichnet werden kann. Die Einteilung erfolgt zumeist in 8÷12 gleiche Felder. Die Grösse der Felder ist abhängig von der Grösse des Profiles und des zur Verwendung kommenden Flügels. Die Messung hat im Schwerpunkt eines Feldes zu geschehen, und zwar so, dass die Schwerpunkte, die in einer Senkrechten liegen, der Reihe nach von oben nach unten oder umgekehrt durchfahren werden. Siehe auch die Abb. 196.

Abbildung 202.



Wegen der unvermeidlichen Störungen und Messungsfehler sind für jeden Punkt mehrere Flügelablesungen zu machen und die mittlere in Rechnung zu setzen. Bedeuten f_1, f_2, $f_3 \ldots f_n$ die Inhalte der einzelnen Felder und F den Inhalt des ganzen Profiles, so ist die mittlere Profilgeschwindigkeit

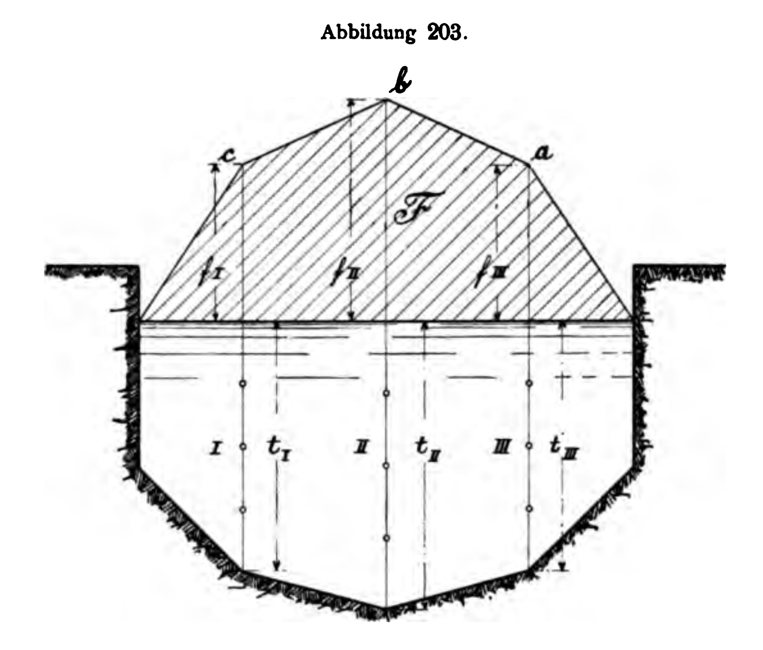
$$w_m = \frac{f_1 w_1 + f_2 w_2 + f_3 w_3 \ldots + f_n w_n}{F}.$$

Hierin ist die Gesamtfläche F, sowie die Teilflächen f_1, f_2, $f_3 \ldots f_n$ nach dem mittleren Pegelstand zu berechnen.

Eine weitere Methode der Ausrechnung ist folgende: Man zeichnet sich mit Hilfe der in einer Lotrechten beobachteten Geschwindigkeiten die Geschwindigkeitsparabel $b\,c$ nach Abb. 202 auf und verwandelt die Fläche $a\,b\,c\,d$ in ein flächengleiches Rechteck. Dann ist dessen Breite $a\,e = d\,f = w$ die mittlere Vertikalgeschwindigkeit. Ueberträgt man die Flächeninhalte f_I, $f_{II} \ldots f_n$ als Ordinaten in das Querprofil und verbindet die Ordinatenpunkte $a\,b\,c$ der Abbildung 203 miteinander, so wird in der Fläche F der Wassermengenkurve die Wassermenge graphisch dargestellt, welche sich in einer Sekunde durch das Messprofil bewegt.

Vorstehende Methode, wie auch die mechanische Integration der Vertikalgeschwindigkeitskurve ist Harlachers Verdienst. Letztere kürzt die eigentliche Wassermessung bedeutend ab und gibt dem Resultat eine grössere Genauigkeit. Ihre Ausführung beruht darauf, dass der Flügel mit konstanter Geschwindigkeit vom Oberwasserspiegel bis zur Sohle oder entgegengesetzt bewegt und zugleich die hierzu nötige Zeit wie auch die Anzahl der Umdrehungen beobachtet wird. Dividieren wir die den beobachteten Umdrehungen entsprechende Geschwindigkeit durch die Zeit während einer Auf- oder Abwärtsbewegung des Flügels,

Abbildung 203.



so erhalten wir sofort die mittlere Vertikalgeschwindigkeit. Gelegentlich der Beschreibung des hier zur Anwendung kommenden Flügels wird der Vorgang noch erörtert werden.

b) Hydrometrische Röhren.

Den Flügelmessungen kommen diejenigen mittels hydrometrischer Röhren an Genauigkeit am nächsten. Das Prinzip letzterer beruht auf der Bestimmung des mittleren hydraulischen Druckes. Das Instrument besteht aus einem rechtwinkelig gebogenen Rohre mit einem längeren lotrechten und einem kürzeren wagerechten Schenkel. Bedeuten h_2 und h_1 (in m) die Wasserstände im lotrechten Schenkel bei stromauf- und -abwärts gerichtetem wagerechten, dann ist die Geschwindigkeit

$$w = \psi \sqrt{2g\,(h_1 + h_2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 146.$$

ψ ist durch den Versuch zu bestimmen.

Die hydrometrischen Röhren, nach ihrem Erfinder Pitottsche Röhren genannt, sind in ihrer Handhabung gegenüber den Flügeln bedeutend einfacher und eignen sich daher besonders für schnell auszuführende Messungen. Jedoch erlaubt die enge Teilung der Messkala bei kleinen Geschwindigkeiten kein genaues Ablesen mehr. Die Pitottschen Röhren finden deshalb nur bei grossen Geschwindigkeiten, insbesondere zur Beobachtung von Strömungsgeschwindigkeiten an der Oberfläche, vorteilhaft Verwendung.

c) Schwimmer.

Die einfachste Methode der mittelbaren Wassermessungen ist diejenige mit Oberflächen- oder Tiefenschwimmer. Die durch sie gefundenen Werte können aber nur als Annäherungswerte gelten.

Die Erfahrung hat gelehrt, dass an den verschiedenen Stellen eines Querprofiles die Geschwindigkeiten verschieden gross sind und ihren Grösstwert in $0{,}1 \div 0{,}3$ m Tiefe im Stromstrich des Wasserspiegels erreichen. Mit Zunahme der Tiefe nimmt die Geschwindigkeit ab, bis sie wegen der Reibung an der Sohle hier den kleinsten Wert annimmt. Die mittlere Profilgeschwindigkeit wird zumeist

$$w_m = 0{,}80 \div 0{,}85\, w \qquad \text{147.}$$

gesetzt werden können, wobei w die Wassergeschwindigkeit im Stromstrich bedeutet bei möglichst regelmässigem Wasserlauf.

Als Schwimmer benutzt man Hohlkörper, beispielsweise eine Kugel, für grosse Tiefen besser einen Stab, die durch Schrot etc. zum nötigen Eintauchen gebracht werden. Um den Schwimmer beobachten zu können, ist an einem dünnen Stabe eine Sichtmarke (ein kleines Fähnchen) daran zu befestigen. Zur Ausführung der Messung hat man eine tunlichst gerade Flusstrecke von $20 \div 30$ m abzustecken und die Profilquerschnitte zu bestimmen. Man gibt dann den Schwimmer etwa 30 m stromaufwärts der Messtrecke ins Wasser, um ihm Zeit zu lassen, die Stromgeschwindigkeit anzunehmen. Zu beobachten ist dann die Zeit, welche der Schwimmer zum Durchschwimmen braucht. Die Wassergeschwindigkeit w ergibt sich somit aus dem Schwimmerweg, dividiert durch die beobachtete Zeit. Nach obigem kann sodann die mittlere Profilgeschwindigkeit $w_m = 0{,}80 \div 0{,}85\, w$ gesetzt werden.

d) Wassermesser.

Die Wassermesser dienen ausschliesslich dazu, die in einem Rohr fliessende Wassermenge zu bestimmen, wozu sie unmittelbar in die Leitung eingebaut werden. Alle Wassermesser besitzen ein Registrier- oder Zeigerwerk, woran die jeweilige Durchflussmenge abzulesen ist. Betätigt wird dieses Zeigerwerk meist durch einen kleinen Wassermotor, dessen Nutzarbeit in dieser Registrier- bezw. Zählarbeit besteht. Nach der verschiedenen Gestalt des Wassermotors unterscheidet man Kapsel-, Kolben- und Flügelradwassermesser. Sie alle eignen

sich nur für kleinere Rohrweiten. Der Venturiwassermesser, nach dem Erfinder Venturi benannt, eignet sich auch für grosse Rohrweiten. Er besteht aus einem mit einer Einschnürung versehenen, geraden Rohr, an welchem in der Einschnürungsstelle und kurz vorher je ein Piezometerröhrchen angebracht ist. Strömt das Wasser durch die Venturiröhre, so zeigen die beiden Piezometerröhren den verschiedenen Druckzustand in der Röhre, welcher, auf ein Zähl- oder Registrierwerk übertragen, mittelbar die durchfliessende Wassermenge angibt.

Für Rohrleitungen von grösserem Durchmesser und frei austretende Wasserstrahlen ist die Wassergeschwindigkeit mittelst der Pitottschen Röhre zu bestimmen, welche hierzu ein nadelförmiges Schenkelende enthält, das der Stromrichtung entgegenzustellen ist. Der Seitendruck wird dann zu Null und die angezeigte Druckhöhe entspricht der Geschwindigkeitshöhe. Aus den verschiedenen Geschwindigkeiten des Rohrausschnittes ist sodann die mittlere Wassergeschwindigkeit zu bilden und hiermit auf bekannte Weise die Wassermenge zu berechnen.

§ 37.

Beschreibung und Handhabung des hydrometrischen Flügels.

Die überaus grosse Mannigfaltigkeit der fliessenden Gewässer in bezug auf Geschwindigkeit und Tiefe erfordert zur Messung ihrer Wassermengen Flügel der verschiedensten Konstruktionen. Die Verschiedenheit kennzeichnet sich am besten an ihrem Hauptbestandteil, dem Flügelrad, welches, durch schraubenförmige Schaufeln gebildet, in Grössen von $40 \div 250$ mm Flügelraddurchmesser ausgeführt wird.

Der leichte Gang, die Empfindlichkeit eines Flügels ist in erster Linie massgebend für die Beurteilung seiner Güte. Die Bestrebungen, den hydrometrischen Flügel zu verbessern, richteten sich daher vor allem darauf, eine möglichst reibungslose Bewegung der Flügelachse zu erzielen. Durch Anwendung von Kugel- und auch Spitzenlagern ist dies, soweit als praktisch möglich, erreicht.

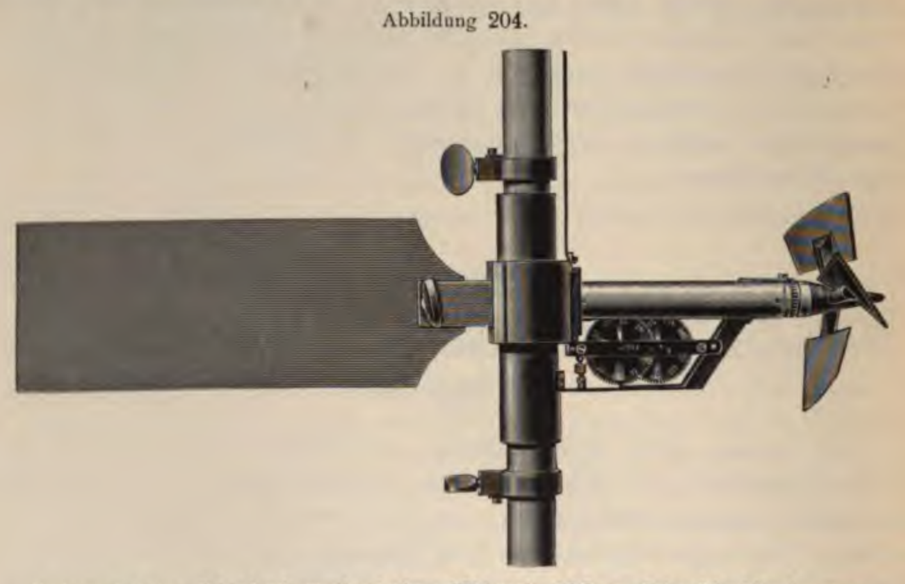
Kurz wiederholt, besteht das Prinzip des hydrometrischen oder Woltmannschen Flügels darin, dass das auf einer horizontal gelagerten Achse befestigte Flügelrad, kurzweg auch Schaufel genannt, durch das anfliessende Wasser in Umdrehung versetzt wird. Diese Achsenumdrehungen werden mittels Schrauben ohne Ende auf ein Zahnradsystem oder Zählwerk übertragen, woran man die Umdrehungszahl ablesen kann. Aus den in einer bestimmten Zeit ermittelten Tourenzahlen lässt sich dann mit der für das Instrument angegebenen Konstante die gesuchte Wassergeschwindigkeit berechnen, woraus

wiederum unter Zuhilfenahme der weiteren Faktoren, Flächeninhalt des Messprofiles, Wasserstand und Gefälle, die letztgesuchte Wassermenge gefunden wird.

Bei den in Anwendung kommenden Flügeln können unterschieden werden: Flügel mit mechanischem Zählwerk und mit elektrischer Signalvorrichtung. Erstere Art wird hauptsächlich bei geringen Tiefen und Geschwindigkeiten und an leicht zugänglichen Orten verwandt. Der Zeitverlust, welchen diese Flügel durch das nach jeder Messung nötige Herausnehmen und Ablesen verursachen, fällt bei diesen örtlichen Verhältnissen weniger ins Gewicht.

In Abb. 204 ist ein solcher mechanischer Flügel von A. Ott, Kempten, dargestellt. Sein Zählwerk ist so eingerichtet, dass es in und ausser Angriff mit

Abbildung 204.



Hydrometrischer Flügel mit mechanischem Zählwerk, 12,5 cm Schaufelraddurchmesser.
(A. Ott, Kempten.)

der Flügelwelle gebracht werden kann. Die Ablesung geschieht auf den geteilten Zählscheiben, von denen die eine Einzelumdrehungen, die andere je 100 Umdrehungen anzeigt. Die Achse kann 1000 Touren machen, bis das Zählwerk einmal ganz durchlaufen ist.

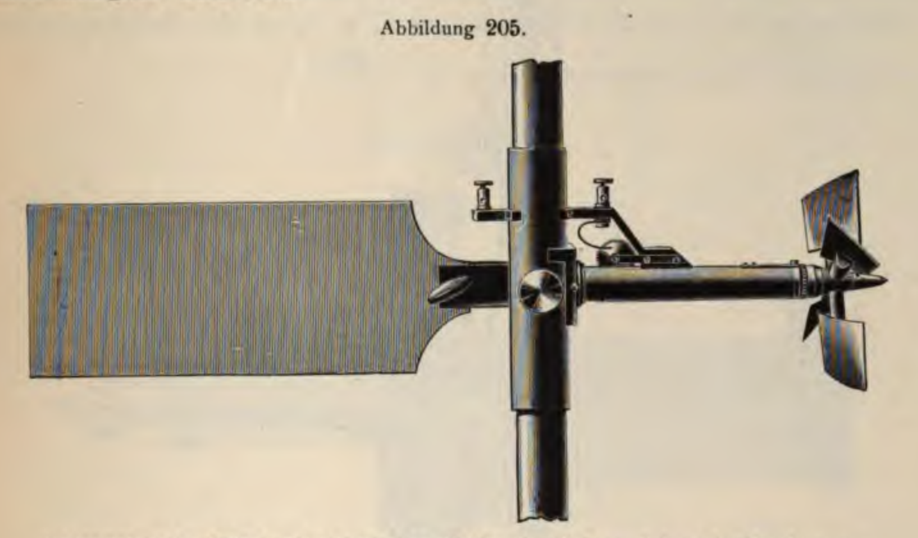
Die Handhabung des Flügels ist höchst einfach. Nachdem derselbe auf der Stange, welche aus Holz oder Gasrohr bestehen kann, so festgeklemmt ist, dass er in die gewünschte Tiefe zu stehen kommt, bringt man ihn unter Wasser. Der Stand der Zählscheiben, der zuvor abgelesen worden ist, sei n_1. Steht die Stange richtig und der Flügel genau in Stromrichtung, so wird das Zählwerk durch einen Zug an der Schnur eingerückt, während man gleichzeitig das Chronoskop in Gang setzt oder die Zeit an dem Sekundenzeiger einer Taschenuhr abliest. Das Zählwerk wird nun während einer Minute eingerückt gehalten

und nach Ablauf dieser durch Nachlassen der Schnur ausgerückt. Hierauf wird der Flügel aus dem Wasser gehoben und die Zählscheiben abgelesen, deren Stand jetzt n_2 sei. Die in der Minute gemachte Tourenzahl ist somit $n_2 - n_1 = n$.

Ist die Konstante des Flügels d. h. der Wert einer Schaufelumdrehung $= C$, so ist die gemessene Wassergeschwindigkeit $\frac{Cn}{60}$ m/sk.

Es empfiehlt sich, in jeder Flügellage mehrere Messungen zu machen, um auf etwaige Fehler aufmerksam zu werden. Aus den in einer Stellung beobachteten Tourenzahlen wird dann der Mittelwert genommen und hieraus die Geschwindigkeit berechnet.

Abbildung 205.



Hydrometrischer Flügel mit elektrischem Zählwerk, 12,5 cm Schaufelraddurchmesser. (A. Ott, Kempten.)

Die hydrometrischen Flügel mit elektrischer Signalvorrichtung (System Harlacher) finden denjenigen mit mechanischem Zählwerk gegenüber immer mehr Anklang, hauptsächlich deshalb, weil sie ein bedeutend rascheres Messen gestatten und etwaige Störungen im regelmässigen Lauf ihrer Achse leichter festzustellen sind.

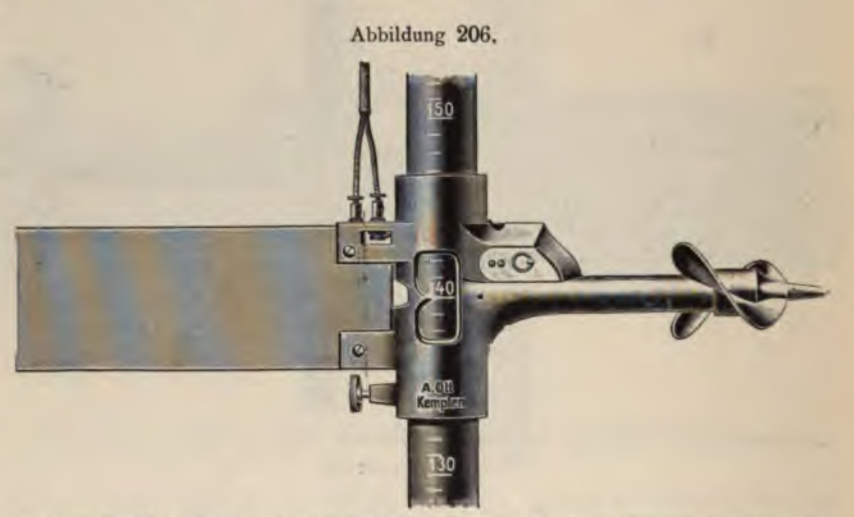
Sie erfordern allerdings das Mitnehmen eines besonderen Batteriekastens mit zwei Trockenelementen, doch fällt dieser Umstand kaum sehr ins Gewicht.

Der Flügel in Abb. 205 ist so eingerichtet, dass nach je 25 Umdrehungen der Schaufel ein Signal der Glocke erfolgt. Das Messverfahren ist folgendes: Der Kohlenpol des einen Elementes der Batterie wird mit dem Zinkpol des anderen in Verbindung gebracht und von den noch freien Elementpolen wird der eine mit einer Glockenklemme, der andere mit einem der Drähte, die zum Flügel führen, verbunden. Der zweite der zum Flügel führenden Drähte geht zur zweiten Glockenklemme. Bringt man nun die beiden freien Ende der langen

Drähte in Berührung, so muss die Glocke ertönen. Ist dies der Fall, dann stellt man die sich von selbst ergebende Verbindung mit den beiden Klemmen des Flügels her, treibt die Schaufel von Hand an und sieht, ob die Glocke klingelt, wenn Kontaktfeder und Stift am Zahnrad sich berühren. Trifft auch dies zu, dann wird der Flügel auf der Stange in der gewünschten Höhenlage befestigt und ins Wasser versenkt. Es ertönen nun in regelmässigen Zeitabschnitten die Signale.

Am Ende eines solchen Signals setzt man das Chronoskop in Gang, wartet beispielsweise vier weitere Signale ab und arretiert das Chronoskop am Ende des letzten. Die Schaufel hat nun 100 Touren gemacht. Der Stand der Sekundenuhr sei t und die Flügelkonstante C, so ist an der betreffenden Stelle die gesuchte Wassergeschwindigkeit $w = \frac{C \cdot 100}{t}$ m/$_{sk}$.

Abbildung 206.



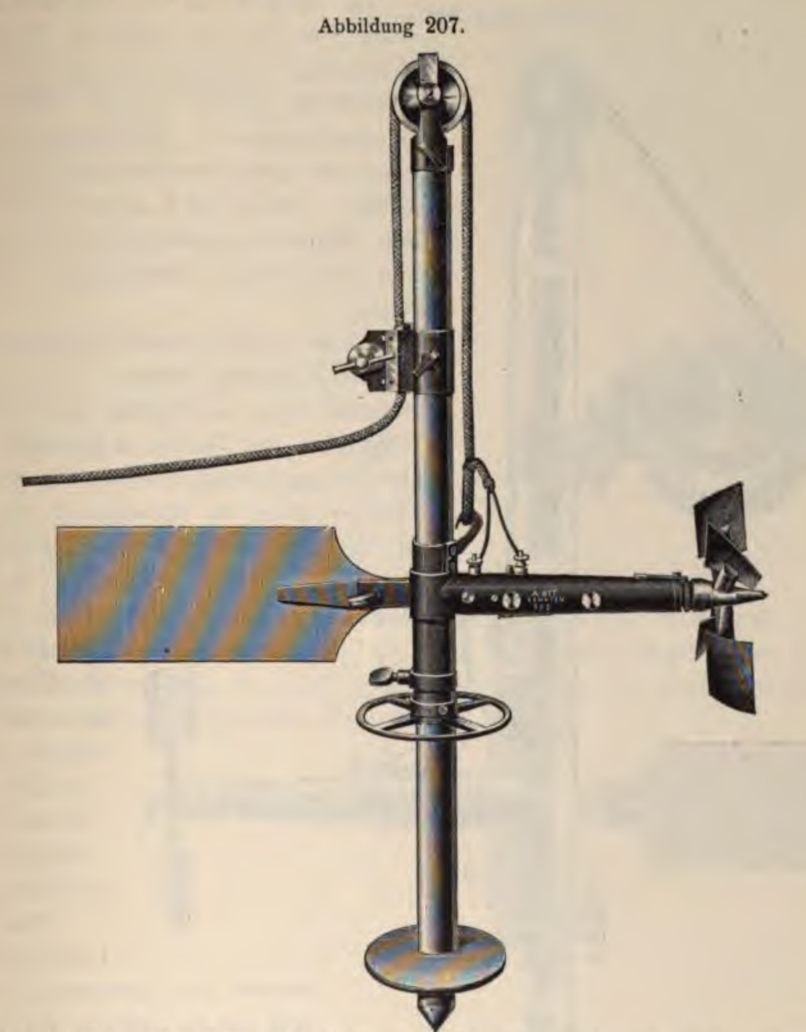
Hydrometrischer Flügel mit elektrischem Zählwerk, 12 cm Schaufelraddurchmesser.
(A. Ott, Kempten)

Bei einiger Uebung lässt sich auch die Zeit nach jedem einzelnen Signal am Chronoskop ablesen und notieren, ohne dass dasselbe arretiert wird, was erst nach einer grösseren Anzahl Touren (100, 200) geschieht. Man erhält dadurch einen genaueren Mittelwert, da sich die stets stattfindenden kleinen Veränderungen in der Wassergeschwindigkeit bemerkbar machen und in Rechnung gezogen werden können.

Die folgende Abbildung 206 zeigt eine sehr gedrängt gehaltene und gefällige Ausführung eines Flügels von gleicher Grösse wie der vorhergehende. Das Instrument ist das neueste Modell von A. Ott, Kempten, und sitzt auf spitzovalem, nahtlosem, mit Zentimeterabteilung versehenem Stahlrohre, äusserst solid aus einem einzigen Gusstück herausgearbeitet. Die Achse ist auf Kugeln

gelagert. Um das Anhängen von Gras, Blättern etc. an die Schaufeln zu vermeiden, sind deren Kanten abgeschrägt, demselben Zwecke dient auch die verlängerte Schutzhülse über dem Kugellager.

Abbildung 207.



Hydrometrischer Flügel mit elektrischem Zählwerk, 18 cm Schaufelraddurchmesser.
(A. Ott, Kempten.)

Der Flügel in Abb. 207 steckt freischwebend auf einem nahtlosen Stahlrohre mit Zentimeterteilung und wird durch ein Kabel, welches über eine Kabelrolle geführt, durch eine Kabelklemme arretiert werden kann, in gewünschter Höhenlage gehalten. Die Hebung oder Senkung des Flügels an der Stange ergibt sich von selbst. Die Stange braucht nicht aus dem Wasser gehoben zu werden. Es ist entweder der Kabelklemmbacken gelöst und das Kabel um

die gewünschte Länge, die sich an der Zentimeterteilung der Stange abmessen lässt, durchgezogen oder das Kabel bleibt festgeklemmt und es wird die ganze Klemme auf der Stange verschoben.

Im übrigen ist die Handhabung dieselbe wie bei den anderen Flügeln mit elektrischer Signalvorrichtung. Bei langsam fliessendem Wasser ist die Messung mit Glockensignalen zu zeitraubend; man bedient sich dann hier vorteilhafter des Tourenzählers. Dieser wird statt der Glocke in den Stromkreis geschaltet und registriert nun jede einzelne Umdrehung des Schaufelrades.

Abbildung 208 endlich gibt einen Flügel grösster Ordnung wieder. Die Aufwindetrommel dient zum Heben und Senken des Flügels an der Stange in grösseren Tiefen. Ihr Umfang beträgt 0,50 m. An den Zifferblättern kann die Abwicklung des Kabels in Zentimetern abgelesen werden. Der Zeiger der grossen Scheibe ist auf seiner Achse drehbar und kann z. B., wenn der Flügel auf der Oberfläche steht oder am Grunde aufsitzt, auf Null gestellt werden, wodurch das sichere Ablesen erleichtert wird.

Abbildung 208.

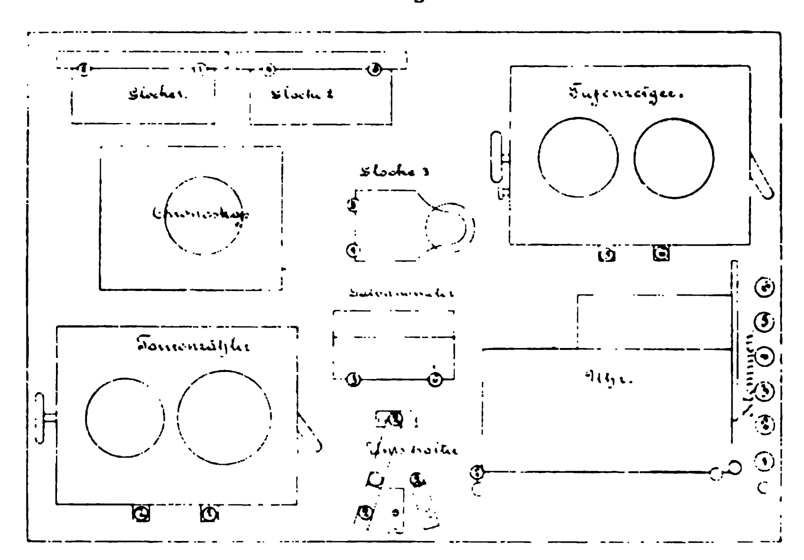


Hydrometrischer Flügel mit elektrischer Zählvorrichtung und Aufwindetrommel, 25 cm Schaufelraddurchmesser. (A. Ott, Kempten.)

Das Regulierungs-Uhrwerk kommt zur Anwendung, wenn es sich darum handelt, durch gleichmässiges Versenken des Flügels (mechanische Integriermethode) die mittlere Stromgeschwindigkeit in einer Vertikalen zu ermitteln. Steht die Instrumentachse an der Oberfläche, so wird das Uhrwerk ein- und der Sperrhaken ausgerückt, wodurch der Flügel freien Ablauf

erhält. Die Ablaufgeschwindigkeit kann durch die verstellbaren Windflügel beschleunigt oder verzögert werden. Beim Aufstossen des Flügels auf der Grundscheibe ertönt die mit dem Grundtaster verbundene Glocke.

Abbildung 209.



Zur kompletten Ausrüstung letzteren Flügels gehört noch eine kleine Trockenbatterie und das Schaltwerk, wie Abb. 209 angibt. Des näheren hierauf einzugehen ist überflüssig, da solch grosse Flügel selten für Wassermessungen bei Turbinen Verwendung finden dürften.

V. Abschnitt.

Konstruktives.



§ 38.

Die Projektierung der Turbinenanlage und der Einbau der Turbine.

Die Projektierung einer Turbinenanlage kann angeregt werden durch die vorhandene Kraftquelle eines Wasserfalles, eines Hochsees oder eines Flusslaufes.

Um über letztere Wasserkraft genauen Aufschluss zu erhalten und die Grösse der Ausbaustufe kennen zu lernen, sind längere systematische Wasser- und Gefällsmessungen des ganzen Flusslaufes nötig. Zu derartigen Versuchen, welche von verschiedenen Staaten, in vorbildlicher Weise von Bayern, betrieben werden, hat man den ganzen Flusslauf in Teilstrecken von $20 \div 50$ km eingeteilt und für die einzelnen Punkte genau ihre Höhenlage und mittlere Wassermenge Q_m bestimmt. Unter letzterer versteht man diejenige Wassermenge, welche mindestens während 9 Monaten — 270 Tagen — zur Verfügung steht.

Wird sodann der gemessene Höhenunterschied zweier entsprechender Punkte mit H_d bezeichnet, so berechnet sich die Rohwasserkraft der Flusstrecke zu

$$N_d = \frac{1000\, Q_m\, H_d}{75}$$

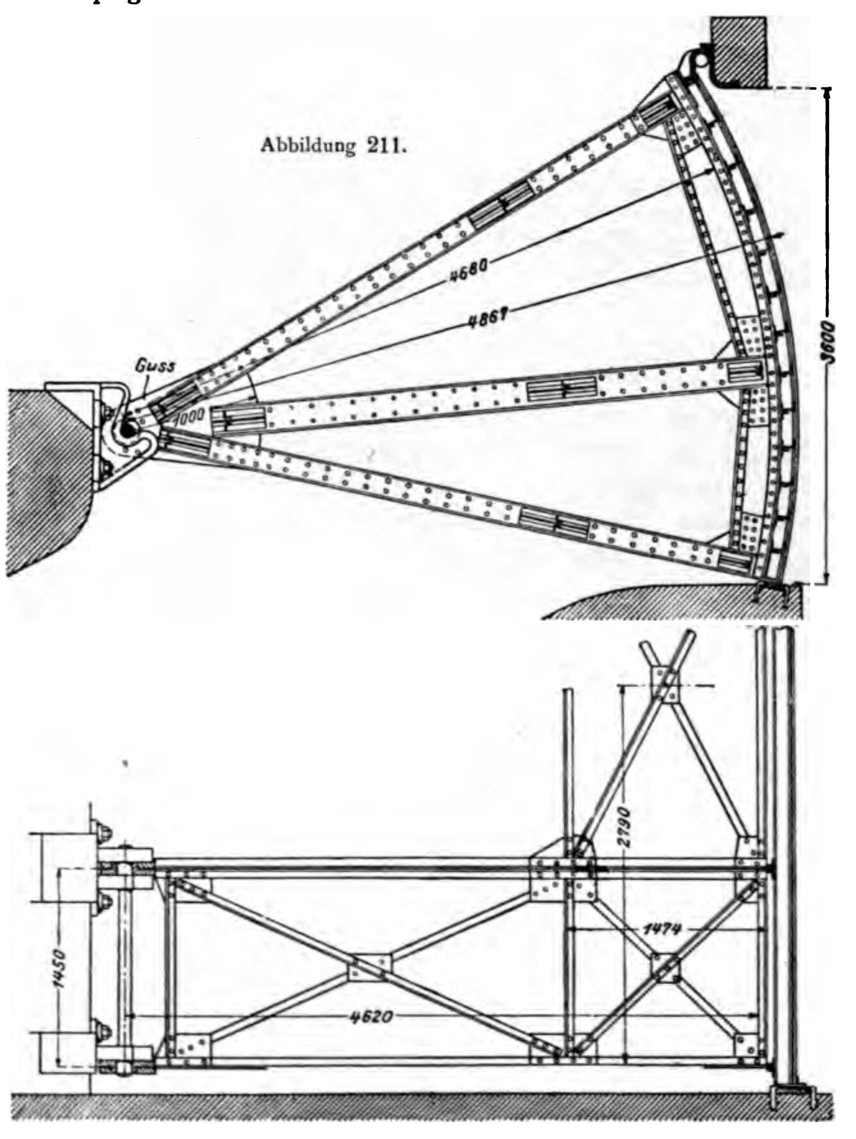
in PS_d. Von dieser Rohwasserkraft kann aber nur ein Teil nutzbar gemacht werden, denn immer muss eine gewisse Gefällshöhe (Kanalgefälle) für die Bewegung des Wassers zu und von der Turbine aufgewandt werden. Im allgemeinen rechnet man für das Kanalgefälle $H_K = 40 \div 50$ cm auf 1 km, d. h. ein Relativgefälle von $0{,}40 \div 0{,}50\,^0/_{00}$.

Bezeichnen wir noch das auf 1 km Länge des Flusslaufes gemessene Gefälle mit H_d, so besteht zwischen der tatsächlich zur Ausnützung gelangenden und der Rohwasserkraft die Beziehung

$$\frac{N_a}{N_d} = \frac{H_d - H_K}{H_K}.$$

Hieraus ersehen wir, dass bei einem Relativgefälle des Flusslaufes von $0{,}40 \div 0{,}50\,^0/_{00}$ auf eine wirtschaftliche Ausnützung im allgemeinen nicht zu rechnen ist, was nicht ausschliesst, dass die Rohwasserkraft recht bedeutend

gewahrt bleibt, ist der Rechen unter einem Neigungswinkel von 30°÷45° gegen den Wasserspiegel aufzustellen.



Drehschütze des Elektrizitätswerkes Chèvres.*)

Als weitere Einbauten in den Oberkanal wären noch die Schützen zu besprechen. Ihrer Bauart nach sind gewöhnliche Hebe-, Dreh-, Roll- und Schiebeschützen zu unterscheiden. Je nach der Grösse des abzuschützenden

*) S. Z. d. V. D. Ing. 1896, S. 1229.

Kanales kommen Schützen für Hand- und Maschinenbetrieb in Frage. Letztere erhalten zumeist Elektromotorantrieb. Die Schütze selbst sitzt unmittelbar am Eintritt in die Turbinenkammer und hat diese gegen den Oberkanal dicht abzuschliessen. Weiter ist noch bei jeder Turbinenanlage eine Leerlaufschütze zum Ablassen des Staubeckens vorzusehen. Bei Flüssen von beträchtlicher Stauhöhe mit starkem Eis- und Kiesgang wird die Leerlaufschütze gewöhnlich zweiteilig ausgeführt. Die Schützenfalle wird hierzu in halber Wasserstandshöhe geteilt, und es erhält jeder Teil eine besondere Führung. Zum Eisablass wird die obere Schützenfalle heruntergelassen und zum Kiesablass die untere hochgezogen. Diese Einrichtung hat den Vorteil, dass während des Eis- und Kiesablasses die Stauhöhe sich nur um ein Geringes ändert.

Die Kraft zur Bewegung einer gewöhnlichen Hebeschütze berechnet sich aus dem Wasserdruck P_W, der bei einer Wassertiefe von a m und einer Breite von b m auf die Schützenbretter ausgeübt wird. Es ist $P_W = \frac{1000\,ba^2}{2}$. Dieser Wasserdruck erzeugt in den Führungen der Schützenbretter einen Reibungswiderstand von

$$W = 0{,}65\,P_W = 0{,}65\,\frac{1000\,ba^2}{2}.$$

Für das Heben der Schütze kommt noch das Gewicht der Schützenfalle einschliesslich Zahnstange hinzu. Beträgt dasselbe G kg, dann ist die Gesamtkraft der hochzuziehenden Schützenfalle

$$K_S = 0{,}65\,\frac{1000\,ba^2}{2} + G \quad \text{. . . . . . . 151.}$$

Damit die aufzuwendende Arbeit nicht zu gross wird, sind die Schützenbretter nur $2 \div 3$ m lang zu machen und für grössere abzuschützende Querschnitte dementsprechend mehrere Schützenfallen auszuführen. Die Stärke der Schützenbretter ist unter Zugrundelegung des Druckes für das unterste Brett zu dimensionieren. Bei einer Brettbreite von c m folgt dieser aus

$$P_B = 1000\,bc\left(a - \frac{c}{2}\right) \quad \text{. . . . . 152.}$$

Für die Festigkeitsberechnung ist das Brett als ein gleichmässig belasteter Träger, auf zwei Stützen ruhend, zu betrachten. Führen wir für die Brettstärke die Beziehung d_B ein, so ergibt sich für eine zulässige Belastung $k_b = 60$ kg/cm²

$$d_B = 1{,}07\sqrt{\frac{P_B\,b}{c}} \quad \text{. . . . . 153.}$$

Die Höhe c eines Brettes ist gewöhnlich $20 \div 30$ cm. Siehe auch die Konstruktionstafel XLVII.

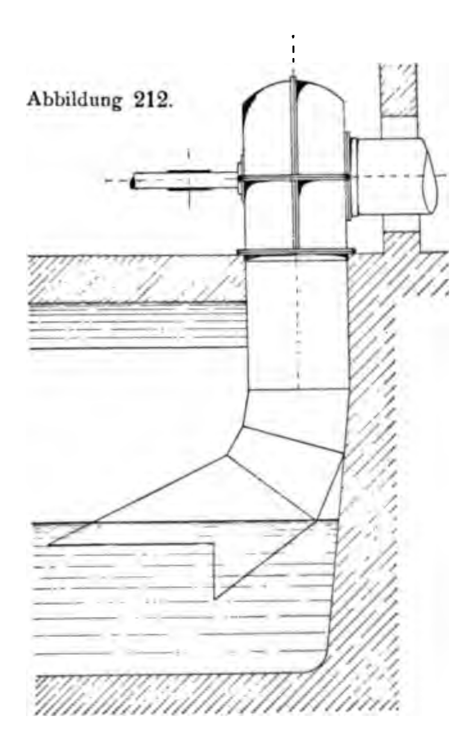
Die Turbinenkammer muss geräumig und bequem zugänglich sein und durch eine Schütze vollkommen gegen den Oberkanal abgeschlossen werden können. Das zurückbleibende Wasser macht ausserdem noch einen Ablaufkanal

nötig, um bei einer event. Besichtigung der Turbine die Kammer trocken zu legen. Die Tiefe des Wasserstandes über der oberen Leitradebene einer Schachtturbine darf 0,50 m nicht unterschreiten. Ist diese Tiefe geringer, so saugt die Turbine Luft an, es entstehen Wirbelbewegungen, welche den Nutzeffekt der Anlage erheblich beeinträchtigen.

Bei einer Spiralturbine bildet gewissermassen deren Gehäuse die Turbinenkammer. Hier ist darauf zu achten, dass die Gehäusquerschnitte reichlich dimensioniert sind. Das Gehäuse selbst ist möglichst aus mehreren Teilen zu konstruieren und bei grösseren Ausführungen mit Einsteigöffnungen zu versehen. Siehe die entsprechenden Abbildungen im II. Abschnitt.

Für den Unterkanal gilt dasselbe wie für den Oberkanal; auch er muss reichlich dimensioniert werden. Seine Sohletiefe, bis zur Höhe des Unterwasserspiegels gemessen, betrage bei Stillstand der Turbine mindestens 0,50 m, bei grösseren Wassermengen 1 ÷ 1,50 m. Die ungünstige Einwirkung des Stauwassers macht sich dann nicht so leicht bemerkbar. Bei Ueberdruckturbinen mit Saugrohr erzielt man durch diese Massnahme den weiteren Vorteil, dass das Gefälle vollständig ausgenutzt wird, indem das Aufschlagwasser das stillstehende Unterwasser aus dem Saugrohr verdrängt und sofort in Höhe des Unterwasserspiegels übergeht.

Abbildung 212.



Was die Saugrohre betrifft, so werden sie entweder in Blech oder Beton ausgeführt, örtliche Verhältnisse und der Kostenpunkt sind dabei ausschlaggebend. Für kleinere Wassermengen und genügendem Raum zwischen Rohr und Seitenmauer einerseits und der Sohle des Unterkanals andererseits, wendet man mit Vorteil Blechrohre an. Dagegen gibt man für grössere Anlagen stets den Betonröhren den Vorzug. Von besonderem Nutzen werden die Betonkrümmer bei niederem Gefälle und engem Wasserbett. Sie gehen dann gewöhnlich vom runden in den eckigen Querschnitt über und führen so das Wasser in richtiger Richtung und Geschwindigkeit dem Untergraben zu. Weiter gibt das Betonfundament des Untergrabens eine sehr günstige Tragkonstruktion für die Turbine. Den Vorteil, dass der Betonkrümmer das Wasser in Richtung des Untergrabens überleitet, zeigt auch die amerikanische Ausführung eines Blechsaugrohres nach obenstehender Abbildung 212.

X. Tabelle. Wassermenge

Wassermenge Q in $m^3/_{min}$, Wassergeschwindigkeit w_s in $m/_{sk}$, li

w_s	d	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200
0,5	Q =	0,038	0,059	0,085	0,115	0,151	0,191	0,235	0,368	0,530	0,722	0,942
	h =	1,038	0,767	0,601	0,490	0,407	0,360	0,318	0,244	0,197	0,166	0,143
0,6	Q =	0,045	0,071	0,102	0,138	0,181	0,230	0,288	0,442	0,636	0,866	1,131
	h =	1,495	1,105	0,868	0,770	0,600	0,520	0,458	0,352	0,285	0,239	0,205
0,7	Q =	0,053	0,083	0,118	0,161	0,211	0,267	0,330	0,515	0,742	1,010	1,319
	h =	2,035	1,503	1,182	0,966	0,810	0,707	0,624	0,479	0,388	0,325	0,280
0,8	Q =	0,060	0,094	0,135	0,185	0,241	0,305	0,377	0,590	0,844	1,154	1,508
	h =	2,658	1,963	1,544	1,262	1,068	0,924	0,815	0,625	0,506	0,425	0,365
0,9	Q =	0,068	0,106	0,153	0,208	0,271	0,343	0,424	0,662	0,954	1,298	1,696
	h =	3,364	2,485	1,954	1,598	1,352	1,169	1,032	0,791	0,641	0,538	0,462
1,00	Q =	0,075	0,118	0,169	0,231	0,301	0,382	0,471	0,736	1,063	1,443	1,885
	h =	4,153	3,068	2,412	1,973	1,669	1,444	1,274	0,977	0,791	0,664	0,571
1,25	Q =	0,094	0,147	0,212	0,288	0,377	0,477	0,590	0,920	1,325	1,804	2,356
	h =	6,490	4,794	3,769	3,080	2,610	2,256	1,990	1,575	1,237	1,037	0,892
1,50	Q =	0,113	0,176	0,254	0,346	0,452	0,572	0,707	1,104	1,590	2,165	2,827
	h =	9,346	6,906	5,428	4,440	3,755	3,250	2,867	2,199	1,781	1,494	1,284
1,75	Q =	0,132	0,206	0,297	0,404	0,527	0,668	0,824	1,288	1,855	2,525	3,298
	h =	12,721	9,396	7,388	6,042	5,112	4,422	3,902	2,993	2,424	2,033	1,748
2,00	Q =	0,150	0,235	0,339	0,461	0,603	0,763	0,942	1,472	2,120	2,886	3,769
	h =	16,615	12,273	9,650	7,892	6,676	5,776	5,096	3,910	3,166	2,656	2,283
2,50	Q =	0,188	0,294	0,424	0,577	0,754	0,954	1,178	1,840	2.650	3,608	4,712
	h =	25,925	19,177	15,078	12,331	10,432	9,025	7,963	6,110	4,947	4,150	3,567
3,00	Q =	0,226	0,353	0,508	0,692	0,905	1,145	1,413	2,208	3,181	4,329	5,696
	h =	37,332	27,614	21,712	17,757	15,022	12,906	11,467	8,798	7,124	5,976	5,137

...sverluste für Rohrleitungen.

...chmesser in mm, Gefällsverlust h in m bei l = 100 m Rohrlänge.

	350	400	450	500	550	600	650	700	800	900	1000	1100	1200
1	2,886	3,770	4,770	5,890	7,127	8,482	9,955	11,550	15,080	19,076	23,562	28,496	33,912
2	0,077	0,069	0,060	0,053	0,048	0,044	0,040	0,037	0,032	0,029	0,026	0,023	0,022
4	3,463	4,524	5,725	7,070	8,553	10,180	11,946	13,850	18,096	22,891	28,274	34,195	40,694
3	0,117	0,097	0,083	0,076	0,069	0,063	0,058	0,054	0,047	0,041	0,037	0,033	0,031
0	4,041	5,280	6,680	8,250	9,978	11,875	13,937	16,164	21,111	26,706	32,987	39,894	47,477
0	0,152	0,132	0,116	0,104	0,094	0,083	0,079	0,073	0,064	0,056	0,050	0,045	0,042
3	4,618	6,032	7,634	9,425	11,404	13,572	15,928	18,473	24,127	30,521	37,699	45,593	54,259
5	0,198	0,173	0,152	0,136	0,123	0,112	0,104	0,096	0,083	0,074	0,066	0,059	0,055
7	5,195	6,785	8,588	10,603	12,823	15,268	17,910	20,770	27,143	34,336	42,411	51,292	61,042
7	0,251	0,218	0,192	0,172	0,156	0,142	0,131	0,121	0,106	0,093	0,083	0,074	0,069
1	5,772	7,539	9,538	11,781	14,255	16,963	19,910	23,079	30,159	38,151	47,124	56,991	67,824
7	0,310	0,270	0,238	0,213	0,193	0,175	0,162	0,150	0,130	0,116	0,104	0,093	0,086
1	7,216	9,425	11,928	14,726	17,819	21,206	24,875	28,849	37,698	47,689	58,905	71,239	84,780
3	0,484	0,422	0,371	0,333	0,301	0,275	0,253	0,234	0,204	0,180	0,161	0,144	0,134
1	8,659	11,310	14,314	17,671	21,382	25,447	29,865	34,620	45,240	57,227	70,686	85,487	101,74
5	0,697	0,607	0,535	0,479	0,433	0,395	0,365	0,337	0,294	0,259	0,232	0,207	0,193
2	10,102	13,195	16,700	20,617	24,946	29,688	34,842	40,410	52,779	66,764	82,467	99,734	118,69
3	0,949	0,827	0,728	0,652	0,590	0,538	0,496	0,459	0,400	0,352	0,315	0,281	0,263
2	11,545	15,080	19,085	23,562	28,510	33,929	39,820	46,182	60,319	76,302	94,248	113,98	135,65
7	1,240	1,080	0,951	0,832	0,771	0,743	0,648	0,600	0,523	0,463	0,416	0,372	0,345
3	14,432	18,850	23,856	29,452	35,637	42,411	49,775	57,728	75,396	95,378	117,81	142,48	169,56
3	1,938	1,688	1,486	1,331	1,204	1,100	1,013	0,938	0,817	0,719	0,644	0,575	0,539
3	17,318	22,620	28,682	35,343	42,763	50,894	59,732	69,272	90,478	114,453	141,37	170,97	203,47
2	2,790	2,431	2,140	1,917	1,738	1,582	1,458	1,350	1,176	1,042	0,935	0,836	0,776

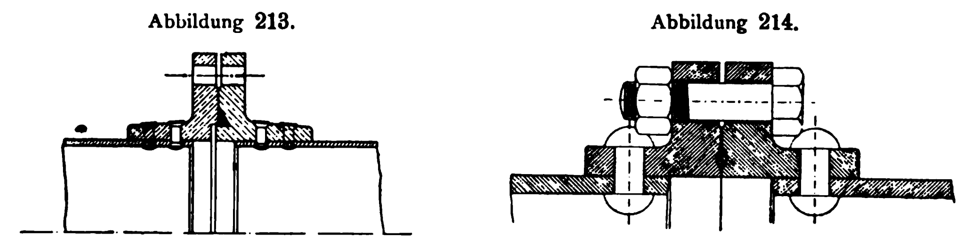
§ 39.

Die Triebrohrleitung.

In vielen Fällen bedingen die örtlichen Verhältnisse und die Kleinheit der Wassermenge, dass das Triebwasser durch Rohre auf die Turbine geführt wird. Die lichte Weite der Triebrohrleitung ist abhängig von der Wassergeschwindigkeit im Rohre für eine gegebene Wassermenge. Je grösser man diese Geschwindigkeit wählt, um so kleiner werden auf Kosten des Gefällsverlustes die Rohrweiten und damit sogleich die Erstellungskosten. Umgekehrt werden mit grösseren Rohrweiten die Erstellungskosten wachsen, aber dafür auch der Gefällsverlust sich verkleinern und die Ausnützung der ganzen Wasserkraft günstiger gestalten. Für jeden Fall ist also der wirtschaftlich günstigste Rohrdurchmesser zu bestimmen.

Für lange Rohrleitungen kommt der Gefällsverlust infolge der Wasserreibung an den Rohrwänden sehr in Betracht. Bei unrichtiger Rohrdimensionierung kann es vorkommen, dass auf diese Weise das ganze vorhandene

Abbildung 213. Abbildung 214.



Hochdruckflanschenverbindungen.

Gefälle vernichtet wird. Es ist deshalb die Wassergeschwindigkeit im Rohr zu $w_s = 0{,}50 \div 3{,}00$ m/$_{sk}$ maximal anzunehmen. Bedeutet l die Länge einer Rohrleitung, d deren lichte Weite, w_s die Wassergeschwindigkeit im Rohr und $Q = F w_s$ die durchfliessende Wassermenge, so berechnet sich der Gefällsverlust durch Reibung aus der Beziehung

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w_s^2}{2g} = 0{,}083\, \lambda\, l \frac{Q^2}{d^5} \quad \ldots \ldots \quad 154.$$

Hierin ist für glatte Rohrwände nach Versuchen von Darcy der Koeffizient

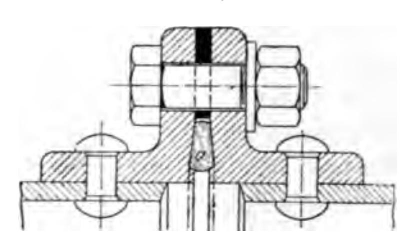
$$\lambda = 0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 155.$$

anzunehmen. In unserer Tabelle X sind die Wassermengen und Gefällsverluste für Rohrleitungen von 40÷1200 mm l. W. zusammengestellt, wonach leicht der günstigste lichte Rohrdurchmesser bestimmt werden kann.

Rohre bis zu 300 mm l. W. und einem Betriebsdruck bis 50 atm stellen sich als normale gusseiserne Muffenrohre in der Ausführung am billigsten. Von 300÷3000 mm l. W. sind Blechrohre genietet oder geschweisst von beliebiger Baulänge anzuwenden. Um den Transport zur Baustelle zu verbilligen, stuft

man die Rohrdurchmesser der verschiedenen Leitungs- bezw. Druckzonen um etwas mehr als die doppelte Wandstärke ab und schachtelt sie zum Transport ineinander. Die eine Flansche wird dann erst an Ort und Stelle aufgenietet. Die verschiedenen Leitungszonen ergeben sich aus der Ueberlegung, dass bei gleichbleibender Materialbeanspruchung die Rohrwände einer in Gefäll liegenden Leitung einen verschieden grossen Wasserdruck auszuhalten haben, also verschieden stark zu dimensionieren sind. Als Material für schmiedeiserne Druckleitungen nimmt man gewöhnlich Siemens-Martin-Flusseisenblech. Die Rundnähte erhalten zumeist einfache und die Längsnähte doppelte Nietung, welche für grössere Druckhöhen im selben Verhältnis wächst. Die Flanschen werden in kräftigem Winkelprofil aus einem Stück — ohne weitere Schweissnaht — gewalzt. Als Dichtungsmaterial kommt Gummi und Kautschuk in Anwendung. Die Flanschen nach Abb. 213 und 214 sind mit Rundgummi gedichtet und die Flanschen in Abb. 215 mit einem Kautschukring *a*.

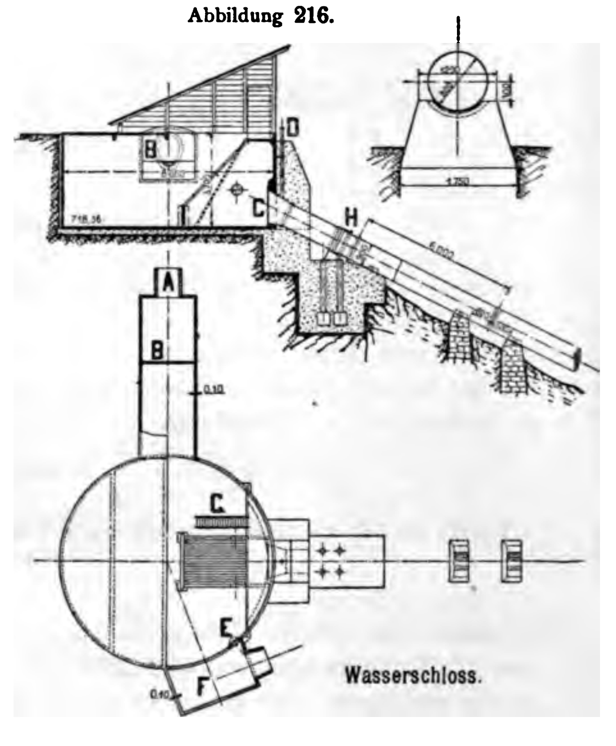
Abbildung 215.



Hochdruckflanschenverbindung.

Ausgangspunkt jeder Triebrohrleitung ist das Hochreservoir, welche Baulichkeiten man mit dem Namen Wasserschloss bezeichnet. Nach unserer Abb. 216 besteht ein Wasserschloss aus: *A*, dem Zuleitungskanal mit dem Hindernis *B*, der Einlaufabschlussvorrichtung *C*, mit vorgebauten Reinigungswehren und Steigleiter *G*; dem Luftkamin *D*, welcher bei abgeschlossener Leitung die zum Leerlaufen nötige Luft einlässt; der Ueberfallkammer *F*, in welche die Spülschleuse *E* mündet. *H* bezeichnet eine Expansionsmuffe.

Abbildung 216.



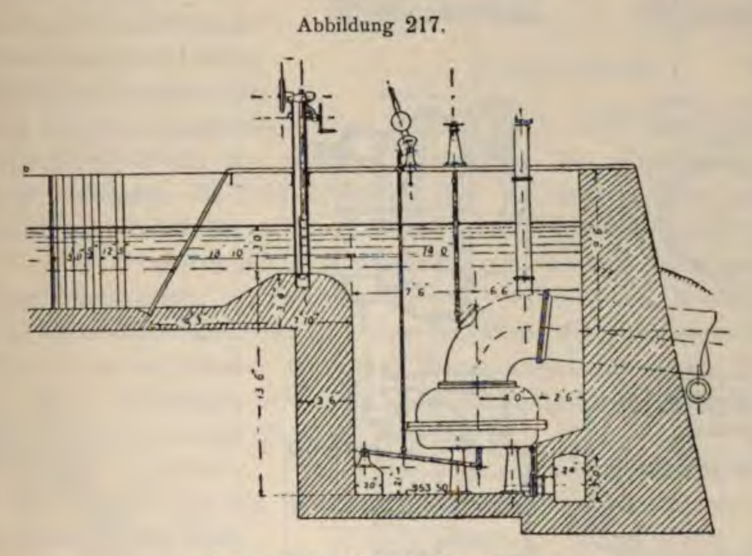
Wasserschloss.

Zur Verhinderung, dass bei einem Rohrbruche das Hochreservoir leer läuft und Wasserschaden entsteht, wird am Einlauf der Leitung ein automatischer Abschluss eingebaut. Unsere Abb. 217 lässt einen solchen erkennen, dessen

eigentliches Abschlussorgan ein Ventil ist, das bei normaler Wasserentnahme freischwebend offen bleibt. Sobald aber das Wasser in der Rohrleitung eine gewisse Geschwindigkeit überschreitet, wird das Ventil durch den vergrösserten Wasserstrom mitgerissen und in Schlusstellung gebracht. Ein vertikales Entlüftungsrohr sorgt dafür, dass die noch gefüllte Rohrleitung langsam leerläuft. Für längere Leitungen baut man den automatischen Rohrabschluss wohl auch mitten in den Leitungsstrang ein.

Ein solcher Apparat nach Abb. 218, welcher für die Rohrleitung des Karbidwerkes Flums erbaut wurde, wirkt in folgender Weise: »Das Wasser strömt in der Richtung der Pfeile durch den Rohrabschluss und übt bei der Wasser-

Abbildung 217.



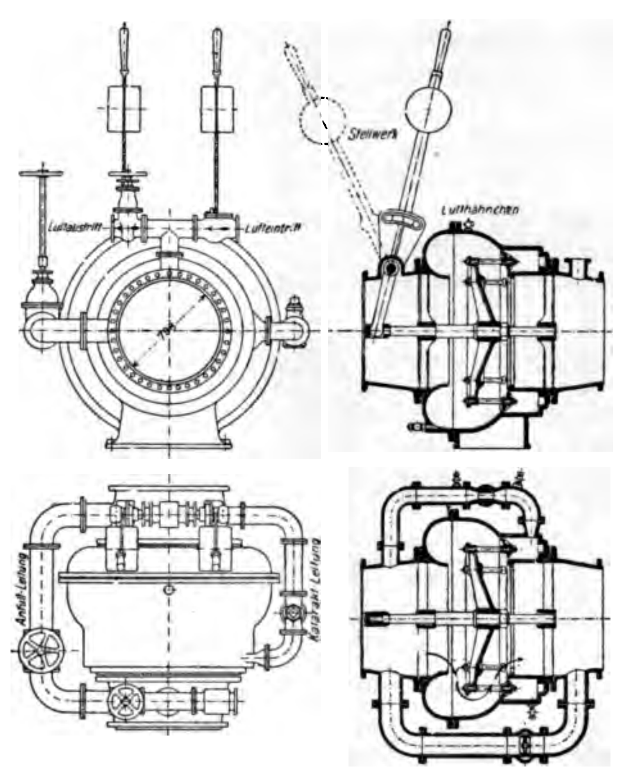
Automatisches Rohrabschlussventil.

geschwindigkeit, die dem normalen Betrieb im Turbinenhaus entspricht, einen gewissen Stoss auf die im Apparat liegende Klappe aus. Dieser Stoss vermag die Klappe nicht zu schliessen, weil dieselbe durch zwei dem Wasserstoss entgegenwirkende, an Hebeln angebrachte Gegengewichte offen gehalten wird. Vergrössert sich die Wassergeschwindigkeit in dem Apparate, etwa verursacht durch einen Rohrbruch unterhalb des Rohrabschlusses, so vergrössert sich auch der Wasserstoss auf die Klappe und nimmt im Quadrate der Wassergeschwindigkeit zu; diesen vergrösserten Stoss vermögen die beiden Gegengewichte nicht mehr auszugleichen und die Klappe schliesst die Leitung ab. Hierbei muss ein auf die Klappe montierter Ringkolben ein gewisses Quantum Wasser aus einem Hohlzylinder mit ringförmiger Grundfläche durch die Kataraktleitung und durch den kleinen Zwischenraum zwischen Ringkolben und Hohlzylinder hindurch verdrängen, womit erreicht werden soll, dass die Klappe nicht

allzu rasch abschliesst. Die Kataraktleitung kann beliebig weit offen gehalten werden, um das im Hohlzylinder liegende Wasser schneller oder weniger schnell entweichen zu lassen, so dass man es teilweise in der Hand hat, den Abschluss bei der Klappe zu verzögern oder zu beschleunigen. Sobald der Rohrabschluss erfolgt ist, tritt Luft automatisch in die Rohrleitung ein, um zu verhindern, dass in derselben Luftverdünnung entstehe. Hierfür ist beim »Lufteintritt« eine Rücklaufklappe angebracht, die Luft in die Leitung eintreten, aber kein Wasser austreten lässt, wenn die Leitung unter Wasserdruck steht. An den Rohrabschluss ist ferner eine Umleitung montiert, mit der man die leere Rohrleitung langsam anfüllen kann. Die in der Rohrleitung liegende Luft entweicht dann durch einen Schieber beim »Luftaustritt«.



Abbildung 218.



Automatisches Rohrabschlussventil.
(L. v. Rollsches Eisenwerk, Solothurn.)

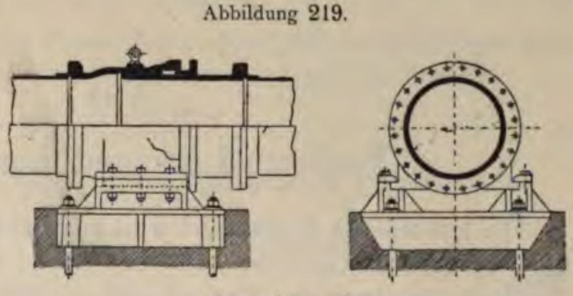
Auf dem Apparat befindet sich ferner ein kleines Lufthähnchen, um allfällig angesammelte Luft aus demselben entweichen zu lassen. Anderseits dient ein Reinigungshahn an der tiefsten Stelle des Apparates zum zeitweisen Ausblasen von Sand, der dort etwa liegen bleiben könnte.«*)

Bei Betrieben, in denen plötzliche Kraftschwankungen vorkommen, wird dies auf die Triebrohrleitung ungünstig rückwirken, d. h. die Leitung wird ständig hydraulischen Stössen ausgesetzt sein, die um so grösser sein werden, je länger die Leitung ist. · Um diese Stösse nun auszuschalten, gibt es verschiedene Mittel und Wege. Am besten nach einem Druckregulator wirkt eine Ausgleichsleitung. Ihre lichte Weite ist grösser als die der Triebrohrleitung zu wählen und der Anschluss an letztere an einem möglichst tiefen Punkt vorzunehmen. Gewöhnlich lässt man die Ausgleichleitung in ein Reservoir münden, dessen

*) S. a. Schweizerische Bauzeitung 1901.

Ueberfall in gleicher Höhe mit dem des Wasserschlosses zu liegen kommt. Treten im unteren Teil der Triebleitung Stauungen ein, so kann sich das überschüssige Wasser durch den Ueberfall des Ausgleichreservoirs in den Leerlaufgraben ergiessen, wodurch die Druckstösse gemildert werden. Das Einschalten von Windkessel, Akkumulatoren und Sicherheitsventilen in die Triebleitung bezwecken dasselbe, aber in weit geringeren Grenzen.

Abbildung 219.



Expansionsmuffe.

Als letzte Sicherung der Leitung ordnet man eine möglichst grosse Entleerungsleitung an, die durch eine Brechplatte abgeschlossen wird. Bei einer gewissen Drucksteigerung bricht diese und lässt das Wasser frei austreten.

Die Verlegung der Triebrohrleitung hat auf dem steilsten und zugleich kürzesten Weg zwischen Wasserschloss und Turbinenhaus zu erfolgen. Den Anfang der Leitung bilden das konische Einlaufstück mit Abschlussvorrichtung. Nötige Richtungsveränderungen werden bei Kurven von grossem Krümmungsradius durch schräges Zusammennieten der einzelnen Blechrohrschüsse und bei Kurven mit kleinerem Krümmungsradius durch Bogenstücke erzielt. Ganz kleine Richtungsänderungen werden mittels Keilkränzen ausgeführt.

Wo es die Bodenverhältnisse irgend zulassen, ist die Triebrohrleitung in die Erde zu verlegen. Als Sicherung gegen Frost genügt im Mittel 1,20 m Deckung. Bei über Tag liegender Leitung stellt sich die Notwendigkeit heraus, gegen die Längenänderung, hervorgerufen durch Temperatur-Schwankungen während den verschiedenen Jahreszeiten, insbesondere durch die Bestrahlung durch direktes Sonnenlicht, bei abwechselnd gefüllter und leerer Leitung Vorkehrung zu treffen, d h. den Schub auf die Flanschenverbindung auszuschalten. Man erreicht dies durch Einbauen von Expansionsmuffen, siehe Abb. 219. Lange Leitungen zerlegt man durch Fixpunkte nach Abb. 220 in Teilstrecken und fängt den Schub einer jeden Teilstrecke in einer Expansions-

Abbildung 220.

muffe auf. Damit bei der Bewegung der Leitung kein Ausbiegen erfolgt, sind für gerade Rohrstrecken Gleitsättel nach Abb. 221 anzuordnen und für Kurven in den Krümmungen Druckpunkte festzulegen, an welche die Rohrleitung noch mittels Schwinge, Abb. 222, stets kraftschlüssig anzulehnen ist.

§ 40.

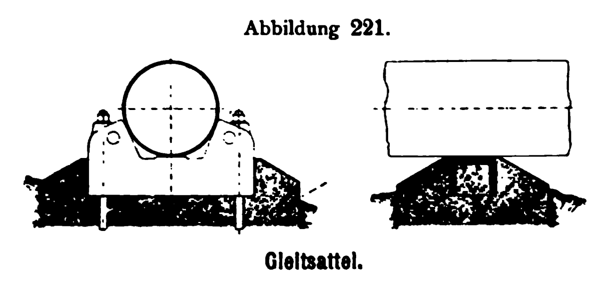
Turbinen-Leit- und Laufschaufel.

Die feststehende Leitschaufel wird aus Schmiedeisen oder Stahlblech und die bewegliche aus Gusseisen oder bei hohem Gefälle aus Bronze hergestellt.

Die Formgebung der Blechschaufel geschieht in einer Schaufelpresse nach Abb. 223. In der Hauptsache besteht jede Schaufelpresse aus je einem hohlen und einem erhabenen Pressklotz, welcher an je einer oberen und einer unteren Gusseisenplatte befestigt ist. Die beiden Platten werden durch zwei Leitbolzen gegenseitig geführt und können durch zwei Druckschrauben zusammengepresst werden. Da sich die Presse während des Arbeitens erhitzt, müssen die Druckschrauben zum Abkühlen seitlich herausnehmbar sein.

Der hohle Pressklotz wird erhalten, indem man nach dem Schaufelklotz einen Gipsabguss herstellt und diesen dann als Modell zu dem Gusskörper verwendet. Damit beim Pressen die Schaufel sich nicht an den starken Krümmungsstellen festklemmt, muss der hohle Pressklotz im Brennpunkt der Wölbung um die entsprechende Blechstärke nachgearbeitet werden. Soweit Laufschaufeln in Betracht kommen, verwendet man Flusstahlbleche. Das Pressen selbst geschieht in rotwarmem Zustand und vollzieht sich wegen der Schwere des oberen Pressklotzes fast ohne jede weitere Beihilfe.

Abbildung 221.



Gleitsattel.

Zum Einguss der Schaufeln in den Turbinenkranz müssen dieselben an den entsprechenden Seiten 15÷25 mm grösser bemessen werden, angewärmt und die Ränder metallisch rein, am besten verzinnt sein. Zu weiterem Halt können die Ränder noch ausserdem schwalbenschwanzförmig ausgeschnitten, oder sonst aufgehauen werden. Zur Verhütung von grösseren Reibungsverlusten sind die rauhen Radwände glatt zu bearbeiten, die Schaufeln mittelst Schmirgelstein vom Hammerschlag zu befreien und endlich alle Kanten abzurunden.

Um das Laufrad ohne weitere Demontagen von Fremdkörpern reinigen zu können, müssen ein bis zwei Leitschaufeln herausnehmbar sein.

Die Höhe der beweglichen Leitschaufel kann gesetzt werden

$$b'_0 = b_0 - 1 \text{ mm} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 156.$$

und ihre radiale Erstreckung, wachsend mit dem Durchmesser, etwa

$$e = 0{,}15 \div 0{,}08\, D_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 157.$$

Ihre Dicke ergibt sich mit einem kleinen Zuschlag aus der Festigkeitsberechnung.

Nach der Abbildung 224 ist der Auflagerdruck auf die Schaufel

$$P = \frac{D \pi b'_0 H_a \gamma}{z_0} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 158.$$

und das biegende Moment in bezug auf den gefährlichen Querschnitt xx

$$M = \frac{PL}{2} = W k_b.$$

Abbildung 222.

Die verschiedenen Ausführungsarten der Drehbolzen zeigen die Abbildungen 224 ÷ 227. Damit kein Einrosten der Bolzen stattfindet, müssen dieselben eingedreht und die Schaufeln mit Rotgussbüchse versehen werden. Wird durch das Eindrehen der Bolzen zu sehr geschwächt, so kann auch dafür die Bohrung der Drehschaufel nachgearbeitet werden. Siehe Abb. 224.

Zu berechnen ist der Bolzen auf Biegungsfestigkeit. Wird nach Abb. 225 $l = \frac{b_0}{8}$ gesetzt, so folgt mit einem Auflagerdruck nach Gleichung 158 das verbiegende Moment

$$M = \frac{P b'_0}{16} = W k_b$$

und mit einem Widerstandsmoment $W = \frac{\pi d^3}{32}$, der Durchmesser des Bolzens (in cm)

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 P b'_0}{\pi k_b}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 159.$$

Die Flächenpressung an den Auflagerstellen berechnet sich zu

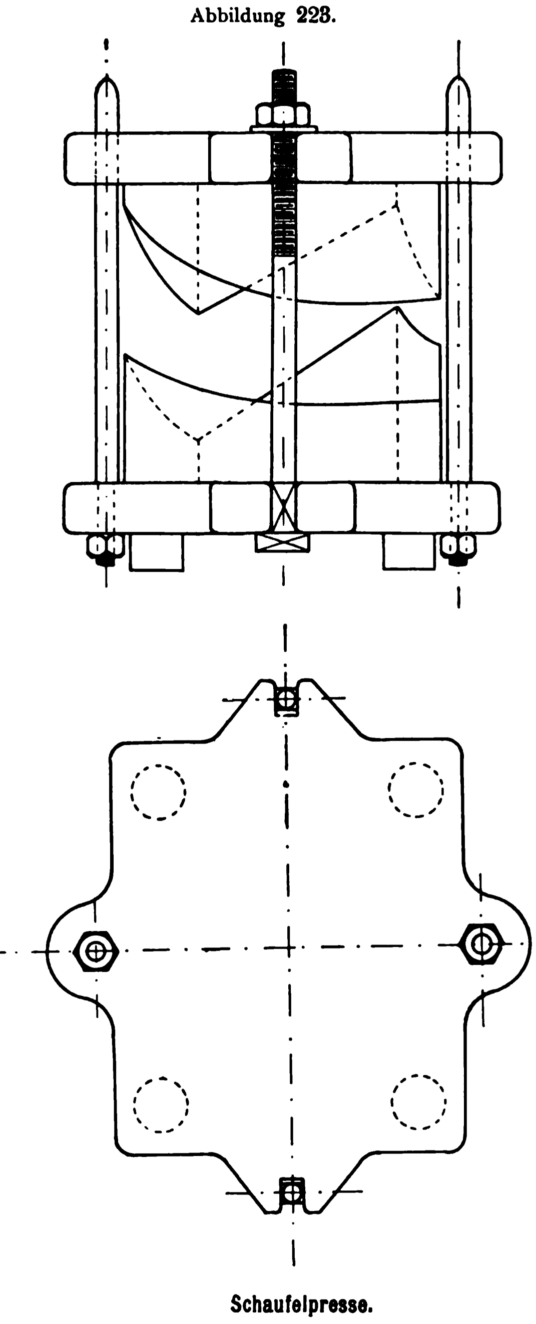
$$p = \frac{P}{4 l d} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 160.$$

Es darf dieselbe einen Wert von $p = 20$ kg/cm² nicht übersteigen.

Die gleichzeitige Drehung der Finkschen Leitschaufeln geschieht durch einen Regulierring, in welchen die Lenkstangen der Gleitsteine der einzelnen Schaufeln

eingreifen. Diese Teile sind, um das Eindringen von Fremdkörpern zu verhindern, einzukapseln, wozu man das Schaufelende entsprechend verdickt oder ihm einen seitlichen Anguss gibt.

Abbildung 228.



Schaufelpresse.

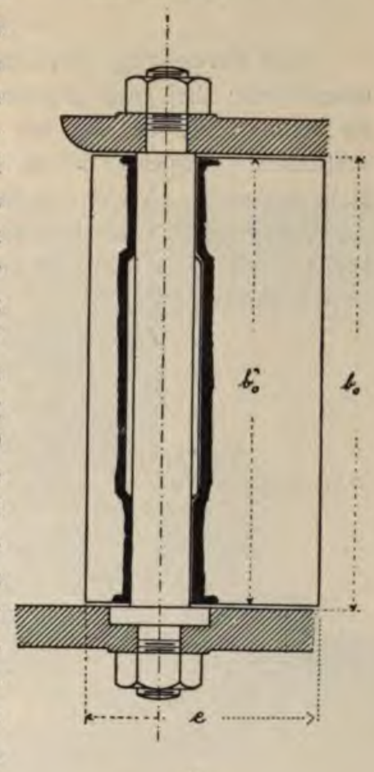
Der Regulierring ist in Gusseisen oder Stahlguss auszuführen, bei kleinem Durchmesser wohl auch in Schmiedeisen. Seine Bewegung hat stets von zwei möglichst diametral gelegenen Punkten aus zu erfolgen. Die Abbildungen der Tafel L geben die verschiedenen gebräuchlichen Drehmechanismen, bei denen die Bewegung durch Gelenkhebel und Gleitsteine übertragen wird. Ausser diesen kommen noch die Drehmechanismen mit Zahnradübersetzung in Betracht. Ueber die Bewegung der Regulierringe und ihre konstruktiven Einzelheiten vergleiche die betreffenden Konstruktionstafeln und Abbildung 228.

Die Laufradschaufel ist mit Ausnahme derjenigen der Grenz- und Tangentialturbine ausschliesslich aus Flusstahlblech von $3 \div 10$ mm Stärke, das in rotwarmem Zustande gepresst wird. Zur sichern Uebertragung des Drehmomentes muss die Schaufel eine genügend grosse Eingusslänge haben. Für das Laufrad des Francisschnellläufers hat sich damit die Ausführung nach Abb. 229 ergeben. Bei den Tangentialturbinen werden je nach der Höhe des Gefälles Schaufeln aus Gusseisen, Stahlguss oder Bronze angewandt. Für die Festigkeitsrechnung dieser Schaufeln denke man sich das Rad stillstehend und die Schaufel durch den vollen Strahl beaufschlagt. Wir haben somit den Fall eines festeingespannten Trägers, der durch eine Kraft, den Strahldruck, belastet wird. Dieser be-

rechnet sich aus der Beziehung $P_{Sch} = 2\,\gamma\, F_0 \frac{w_0^2}{g}$, ... 161.

hierin ist F_0 der Düsenquerschnitt in m^2 einzuführen, damit folgt P_{Sch} in kg.

Abbildung 224.





Meist wird durch die doppelt gewölbte Form der Schaufel ein genügend grosses Widerstandsmoment vorhanden sein, welches durch Versteifungsrippen beliebig vergrössert werden kann. Siehe die Konstruktionstafel XXVI. Die Abnützung wird wegen der grossen Wassergeschwindigkeiten hier recht bedeutend, was bei der Dimensionierung weiter zu berücksichtigen ist. Die vom Wasser beaufschlagte Fläche ist möglichst glatt zu bearbeiten. Bei getrennter Herstellung von Schaufel und Radkörper ist dieses leichter möglich. In den Abb. 95 ÷ 97 sind die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten des Radkörpers sowie der Schaufelbefestigung skizziert. Der eigentliche Radkörper in Abb. 230 besteht aus zwei gepressten Flusstahlblechen, die einerseits durch die Schaufelbefestigung und andererseits durch Schrauben mit der Nabe befestigt sind. Wegen der hohen Zugfestigkeit dieses Materials wird sich diese Ausführung besonders für grössere Räder mit hohen Umlaufzahlen eignen. Das bei regulierbaren Turbinen nötige Schwungrad lässt sich bei den Tangentialturbinen mit dem Laufrad vereinigen, was ein grosser Vorteil dieser Hochdruckturbinen gegenüber den Schwamkrugturbinen ist.

Ein besonderes Augenmerk ist noch darauf zu richten, dass die Schaufelschneiden den Wasserstrahl halbieren und das Schaufelrad gut ausbalanciert ist. Fällt der Schwerpunkt des Rades nicht genau mit dem Achsmittel zusammen, so tritt ein Brausen und Erschüttern ein, das leicht zu Brüchen Veranlassung geben kann.

§ 41.

Turbinen-Kränze, -Arme und -Naben.

Die Laufradarme aller Turbinensysteme werden ausschliesslich nur aus Gusseisen hergestellt. Genügt die Festigkeit von Gusseisen bei hohen Umdrehungszahlen nicht mehr, so führt man Stahlguss- und Bronzeräder aus.

Gusseiserne Laufradkränze erhalten für normale Verhältnisse, wenn Gussschaufeln zur Anwendung kommen, eine Wandstärke

$$\lambda_L = 0{,}065\, D_1 + 10 \text{ mm} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 162.$$

und für Blechschaufeln eine Stärke von stets > 30 mm, etwa

$$\lambda_L = 0{,}065\, D_1 + 20 \text{ mm}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 163.$$

Zur Vermeidung von schädlichen Gusspannungen sind die Arme geschweift auszuführen; bei ganz grossen Ausführungen ist der Kranz mit den Schaufeln für sich zu giessen und mit dem Armkreuz oder der Nabenscheibe zu verschrauben. Vergleiche hierzu die Abb. 229, welche das Laufrad eines Schnellläufers darstellt. Vielfach schützt man auch raschlaufende Räder dadurch vor dem Zerspringen, dass man sie, um die Gusspannungen auszuschalten, an einer Stelle geteilt giesst und mit einem warm aufgezogenen schmiedeisernen Sprungring zusammenspannt.

Abbildung 226.

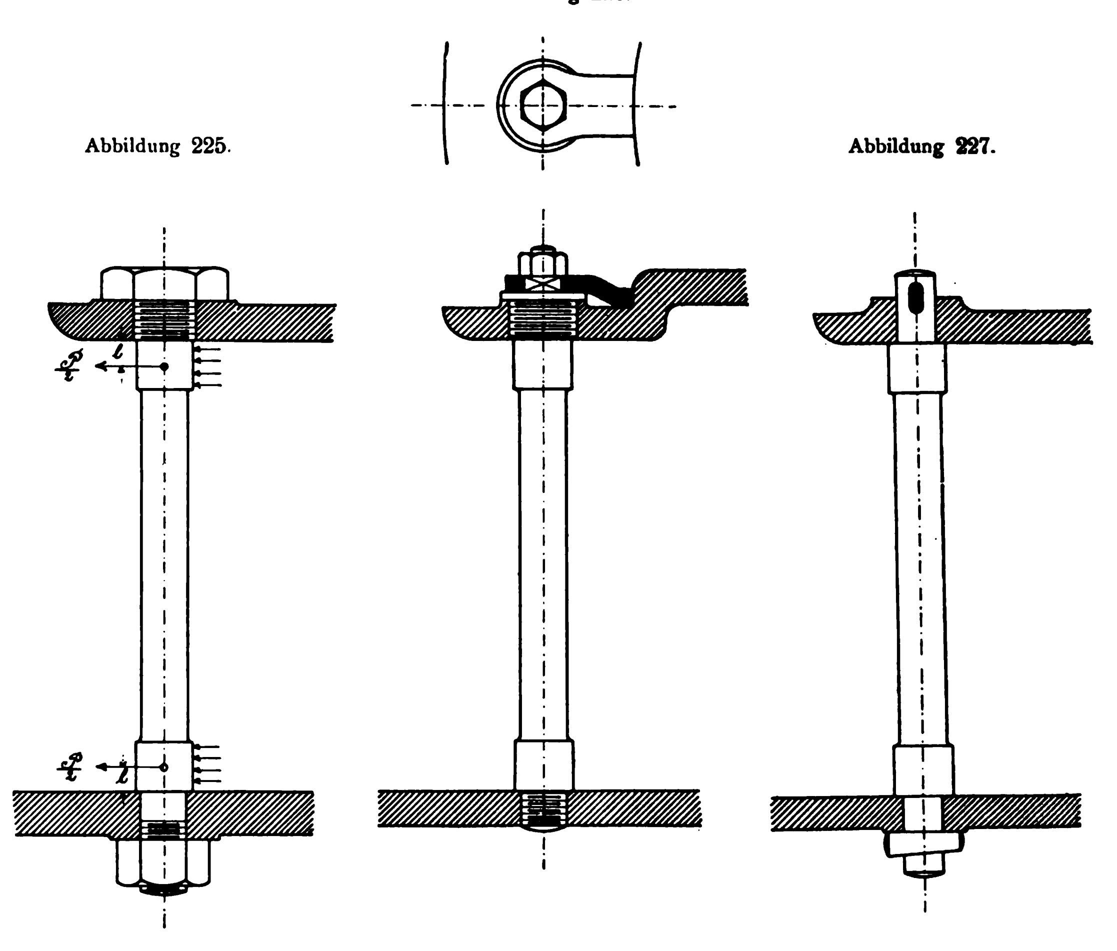


Abbildung 225.

Abbildung 227.

Denkt man sich die Radarme weg und fasst den Ring als ein Gefäss mit innerer Pressung auf, dann lassen sich die durch die Zentrifugalkräfte hervorgerufenen Materialspannungen nach folgender Annäherungsmethode bestimmen.

Es bedeutet (siehe auch Abbildung 232):

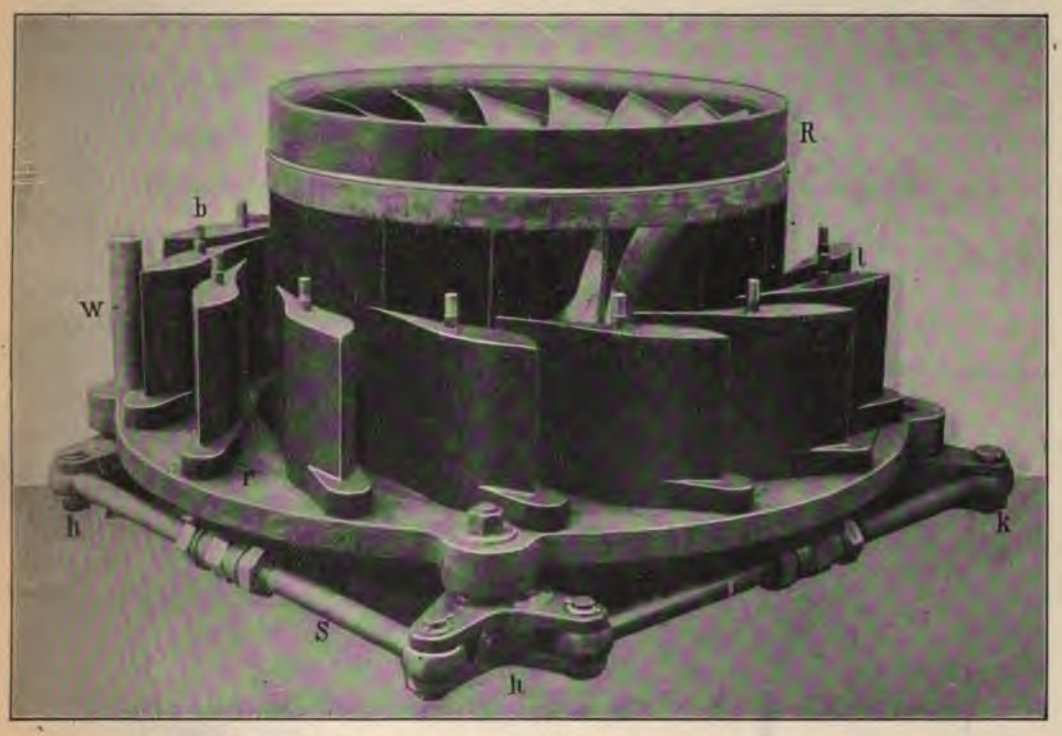
xx angenommene Bruchfläche,

F Ringkranzquerschnitte,

S Schwerpunkt der einen Radhälfte,

e Entfernung von S bis Radmitte,

Abbildung 228.



R Schwerpunktradius des ganzen Rades,

U Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktkreises des ganzen Rades,

u Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktes S,

$C = \frac{G}{2g} \frac{u^2}{e}$ die Zentrifugalkraft in bezug auf u und e,

G das Gewicht des Ringes in kg.

Es ist:
$$e = \frac{2R}{\pi};\ u = \frac{eU}{R} = \frac{2U}{\pi},$$

und die Zentrifugalkraft in bezug auf R und U ist dann

$$C = \frac{G}{2g} \frac{2U^2}{\pi R}.$$

Für die zwei in Betracht kommenden Ringquerschnitte folgt nach den Beziehungen für Zugfestigkeit:

$$2\,F k_z = \frac{G}{g}\,\frac{U^2}{\pi R}.$$

Wird in letzter Gleichung das Gewicht des Ringes $G = 2\,R\pi F\gamma$ gesetzt, dann folgt die Zugspannung für Gusseisen in kg/m²

$$k_z = \frac{\gamma U^2}{g} = \frac{7300\,U^2}{9{,}81} = 750\,U^2$$

oder

$$k_z = 0{,}075\,U^2 \text{ in kg/cm}^2.$$

Mit Rücksicht auf die noch zu gleicher Zeit auftretende Biegungsspannung erhöht sich die Materialspannung für Gusseisen auf

$$k_z = 0{,}2\,U^2 \text{ in kg/cm}^2. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 164.$$

Analog berechnet sich die Materialspannung für Schmiedeisen zu

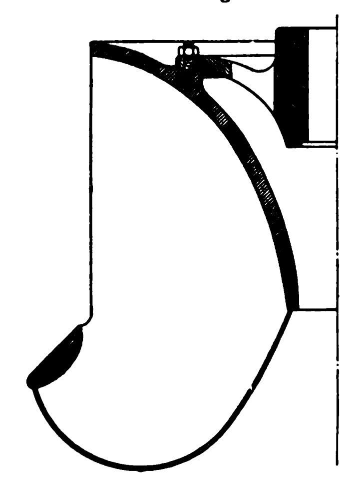
$$k_z = 0{,}24\,U^2 \text{ in kg/cm}^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 165.$$

und für Stahlguss zu

$$k_z = 0{,}25\,U^2 \text{ in kg/cm}^2. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 166.$$

Unter Zugrundelegung der Gleichungen 164÷166 ergeben sich für die verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten die Tabellen XI÷XIII, welche bei der Berechnung der Radkränze mit Vorteil anzuwenden sind. Hierin sind die höchst zulässigen Materialspannungen einmal unterstrichen. Die doppelt unterstrichenen Zahlen geben den Wert an, bei welchem das Material zu reissen anfängt.

Abbildung 229.



XI. Tabelle. Werte von k_z für Gusseisen.

($k_{z\,max} = 250$ kg/cm².)

$U =$	10	15	20	30	35	80 m/sk
$k_z =$	45	80	125	180	245	1250 kg/cm².

XII. Tabelle. Werte von k_z für Schmiedeisen.

($k_{z\,max} = 800$ kg/cm².)

$U =$	20	30	40	50	55	60	126 m/sk
$k_z =$	95	215	385	600	740	860	3860 kg/cm².

XIII. Tabelle. Werte von k_z für Stahlguss.

($k_{z\,max} = 1200$ kg/cm².)

$U =$	30	40	50	60	70	75	175 m/sk
$k_z =$	225	400	625	900	1220	1400	7700 kg/cm².

Die Breite b der Radarme, das heisst die in der Achsialebene liegende Dimension, ist mit Rücksicht auf einen geringen Luft- bezw. Wasserwiderstand klein zu halten. Für den rechteckigen Armquerschnitt kann ihre in der Radialebene liegende Dimension $h = 4\,b$ gesetzt werden. Es besteht dann für die auf Biegung beanspruchten Arme, bei einer zu übertragenden Anzahl von Pferdestärken N_η, einer minutlichen Tourenzahl n und bei der Annahme, dass alle Arme an der Kraftübertragung teilnehmen, die Beziehung

$$M = 71620 \frac{N_\eta}{n} = \frac{h^3}{24} k_b.$$

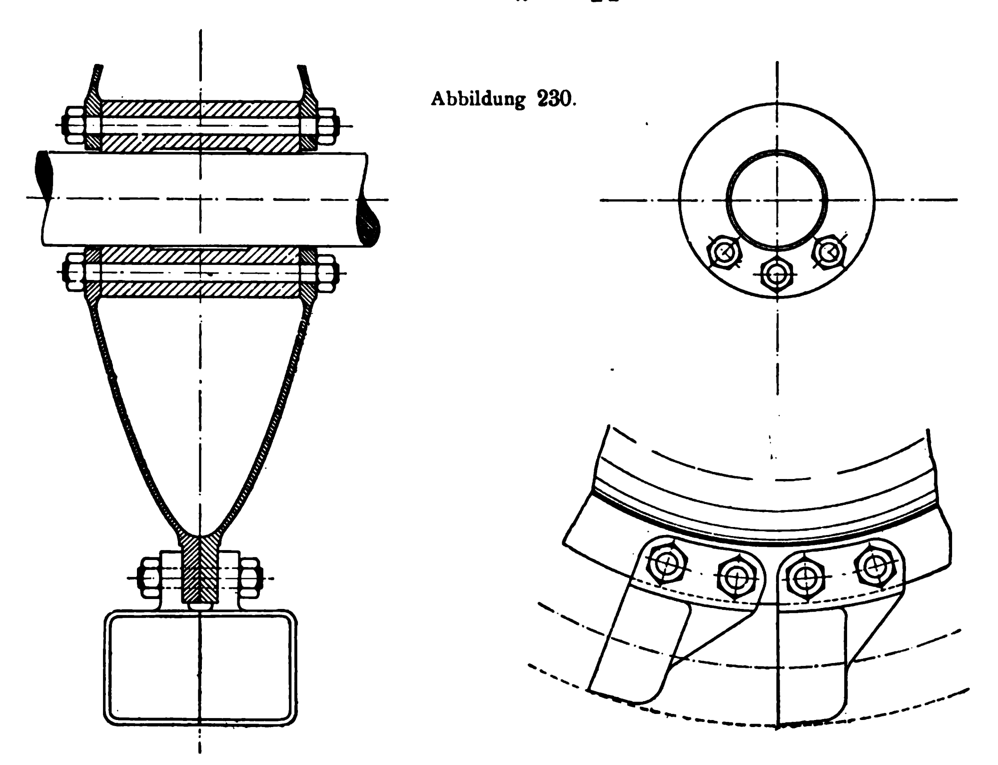


Abbildung 230.

Nehmen wir die zulässige Beanspruchung für Gusseisen $k_b = 200$ kg/cm², dann berechnet sich aus letzter Gleichung die Armhöhe (in cm)

$$h = 21 \sqrt[3]{\frac{N_\eta}{n}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 167.$$

Die Anzahl der Radarme kann etwa

$$i = 0{,}15 \sqrt{D_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 168.$$

gesetzt werden.

Am besten führt man statt der Arme eine mit Aussparung versehene Scheibe ohne Rippen aus, welche nach der Nabe stark anläuft und gewölbt ist.

Die Nabenlänge kann ungefähr

$$L = H_r + 0{,}03\, D_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 169.$$

genommen werden. Lange Naben erhalten immer eine Aussparung $L_1 = 0{,}4 \div 0{,}5\, d_W$, wenn d_W den Wellendurchmesser bedeutet. Damit ein Schiefsetzen der Räder nicht so leicht eintreten kann, sind immer lange Naben anzustreben.

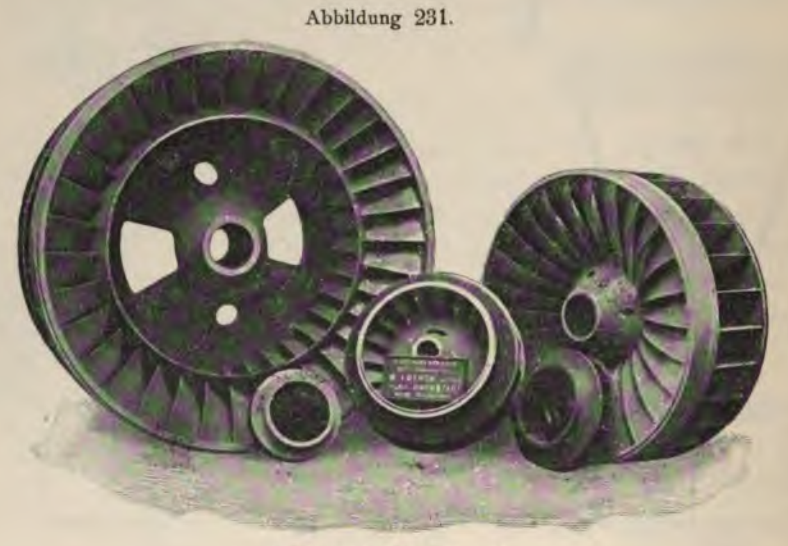
Die Dicke der Naben beträgt stark angenähert die Hälfte des Wellendurchmessers.

Die Verbindung von Nabe und Welle geschieht durchweg mittelst eines Keiles, für Achsialturbinen durch einen Keil in Gemeinschaft mit einem in die Welle eingelassenen zweiteiligen Tragring. Siehe die Abbildung 233.

Beispiel:

Das in Abbildung 234 skizzierte Laufrad einer Girard-Hochdruckturbine ist auf seine Materialspannung im Kranzquerschnitt zu untersuchen.

Abbildung 231.



Francis-Laufrädergruppe.

Die normale Umdrehungszahl des Rades in der Minute ist 500, welche bei Eingriff der Regulierung sich noch erhöht. Das Radmaterial ist in vorliegendem Falle Gusseisen.

Die Umfangsgeschwindigkeit für den Durchmesser 2,095 m ist bei 500 minutlichen Umdrehungen 55 m. Nach unserer Gleichung 164 berechnet sich die Materialspannung zu

$$\underline{k_z} = 0{,}2 \cdot 55^2 = \infty\, \underline{600 \text{ kg/cm}^2}.$$

Aus Tabelle XI ersehen wir, dass die berechnete Beanspruchung noch innerhalb der Elastizitätsgrenze bleibt. Wir behalten deshalb Gusseisen als Material

für die Radkränze bei und ziehen zur Sicherheit gegen Zerspringen zwei kräftige Stahlringe in rotwarmem Zustand mit einigen Zehntelmillimetern Streckung auf, wie die Skizze zeigt.

§ 42.

Turbinen-Welle und -Tragstange.

Das geeignetste Material für Vollwellen ist Flusseisen und Tiegelstahl, für Hohlwellen kommt ausschliesslich Gusseisen in Anwendung. Letztere können nur bis zu 5 m in einem Stück ausgeführt werden. Bei längeren Hohlwellen sind die einzelnen Teilwellen durch reichlich bemessene Schraubenkupplungen miteinander zu verbinden und durch Eindrehungen und Prisonstifte gegenseitig zu fixieren. Scharfe Eindrehungen und plötzliche Uebergänge sind bei Wellen unbedingt zu vermeiden.

Abbildung 232.

Die liegenden Wellen werden nur auf Torsion beansprucht; in einzelnen Fällen infolge des Achsialschubes auch auf Zerknicken. Das zu übertragende Moment

$$M = Pr = 71\,620 \frac{N_\eta}{n} \text{ in cmkg} \quad 170.$$

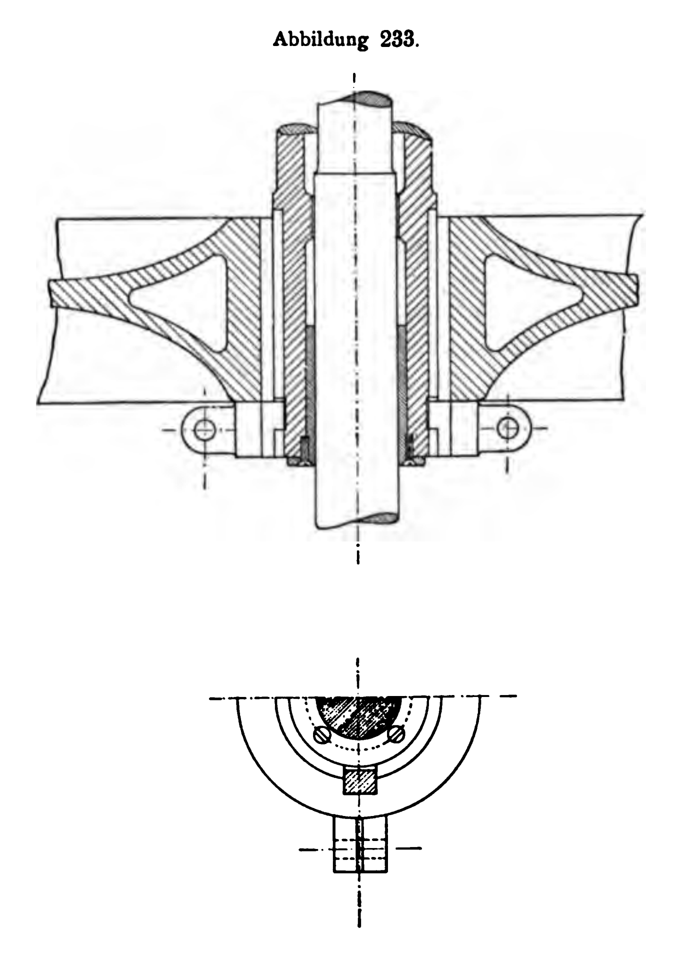
verdoppelt sich im Falle einer Festbremsung der Turbine. Hiernach berechnet sich für Vollwellen aus Flussstahl bei reiner Drehungsbeanspruchung der Durchmesser nach der Beziehung

$$d_W = \sqrt[3]{2400 \frac{N_\eta}{n}} \quad . \quad 171.$$

Die stehenden Wellen werden ausser auf Torsion noch auf Zug und Biegung beansprucht. Die Zugspannungen rühren von der Wasserbelastung des Rades und dessen Eigengewicht und eventuell von dem Gewichte der Zahnräder her. Letztere sind zumeist Kegelräder und haben den Effekt von der stehenden Turbinenwelle auf die liegende Arbeitswelle zu übertragen. Je nach den örtlichen Verhältnissen arbeitet das grosse Rad, welches meist Holzkämme besitzt, um den Betrieb geräuschloser zu gestalten, mit Ober- oder Untergriff. Der erstere ist wegen der leichteren Demontage der Turbine stets vorzuziehen. Der Zahndruck verursacht die Biegungsspannungen der Welle. Er steht senkrecht zur Zahnflanke und windschief zur Wellenachse. Dieser Zahndruck P_z

zerlegt sich in drei Komponenten P_{k_1}, P_{k_2}, P_v, welche die Kanten eines Parallelepipedons bilden, dessen Diagonalachse der Zahndruck ist. Die Lage des Parallelepipedons wird vorteilhaft so angenommen, dass seine Grundfläche senkrecht und die dritte Kante parallel zur Achse zu stehen kommt. Nach unserer Abbildung 235 ist sodann P_z die Horizontal- und P_z'' die Vertikalprojektion des Zahndruckes P_z. Die günstigste Lagerung der Welle erhalten wir, wenn die

Abbildung 233.



Angriffsebene der Kräfte mit der Lagermittelebene zusammenfällt und das Zahnrad selbst möglichst nahe an das Lager heranrückt. Der gefährliche Querschnitt liegt in der unteren Nabenebene. Die Kraft P_{k_1} entspricht der Umfangskraft am Hebelarm R_m. Die zu dieser senkrecht wirkende Kraft P_{k_2} erhalten wir durch Aufzeichnen des Kräfteparallelogrammes, dessen Diagonale P_z' mit der die Evolvente erzeugenden Geraden NN der sogenannten Eingriffslinie zusammenfallen muss. Die Kräfte P_{k_2} und P_{k_1} wirken in zwei zueinander senkrechten Ebenen und die Kraft P_v in derselben Ebene wie P_{k_2}. Wir können also

die Biegungsmomente der Kräfte P_{h_2} und P_v algebraisch addieren und mit dem noch übrig bleibenden Moment der Kraft P_{h_1} nach dem pythagoreischen Lehrsatz zu dem resultierenden Biegungsmoment M_r vereinigen. Für die Festigkeitsberechnung der Welle kommt noch das Torsionsmoment M_d hinzu, welches zu dem ideellen Biegungsmoment

$$M_i = 0{,}35\, M_r + 0{,}65 \sqrt{M_r^2 + \alpha_0 M_d^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 172.$$

zu vereinigen ist, wobei der Reduktionsfaktor $\alpha_0 = \dfrac{k_b}{1{,}3\, k_d}$ zu zetzen ist. Die Berechnung des einzeln biegenden Momentes und des resultierenden Momentes sowie die Vereinigung dieses mit dem Torsionsmoment zu dem ideellen Moment geschieht am einfachsten auf graphischem Wege, wie unsere Abb. 235 angibt. Mit Hilfe des so ermittelten maximalen ideellen Momentes ist die Welle nach der Beziehung

$$M_{i\,\max} = W\, k_b$$

zu bestimmen. Hierin ist die zulässige Biegungsspannung für Gusseisen $k_b = 150$ kg/cm² und für Flusseisen $k_b = 600$ kg/cm². Die Hohlwelle hat ein maximales Widerstandsmoment $W = \dfrac{\pi}{16} \dfrac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}$. Hierin ist der innere Durchmesser d_1 abhängig von dem Tragstangendurchmesser und um $10 \div 30$ mm stärker als dieser anzunehmen. Es kann der Fall eintreten, dass die Tragstange kleiner wird als die zum Giessen der Hohlwelle nötige Kerndicke ist. Hier ist man dann aus Fabrikationsrücksichten gezwungen, von der Kerndicke auszugehen.

Abbildung 234.

Die Tragstange ist nach dem zweiten Knickfall zu berechnen, da ihre Befestigung weder oben noch unten als sehr fest angesehen werden kann. Die Belastung der Tragstange besteht aus einer Kraft P, welche sich aus dem Eigengewicht des Turbinenrades, dem Wasserdruck auf dasselbe, dem Gewicht der hohlen Welle etc. zusammensetzt. Hinzu kommt noch das Zapfenreibungsmoment, welches die Tragstange zu verdrehen sucht. Siehe auch § 11.

Bedeutet P den Spurzapfendruck in kg und L_T die Länge der Tragstange in m, dann folgt mit einem Sicherheitsgrad $m = 16$ (ohne Berücksichtigung des Drehmomentes) der Tragstangendurchmesser

$$d_T = \sqrt[4]{\frac{P L_T^2}{6}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 173.$$

Die Tragstange ist reichlich zu bemessen, denn ihre geringste Ausbiegung verursacht leicht ein Warmlaufen und Fressen des Spurzapfens. Bearbeitet wird die Tragstange nur an ihrem oberen und unteren Ende.

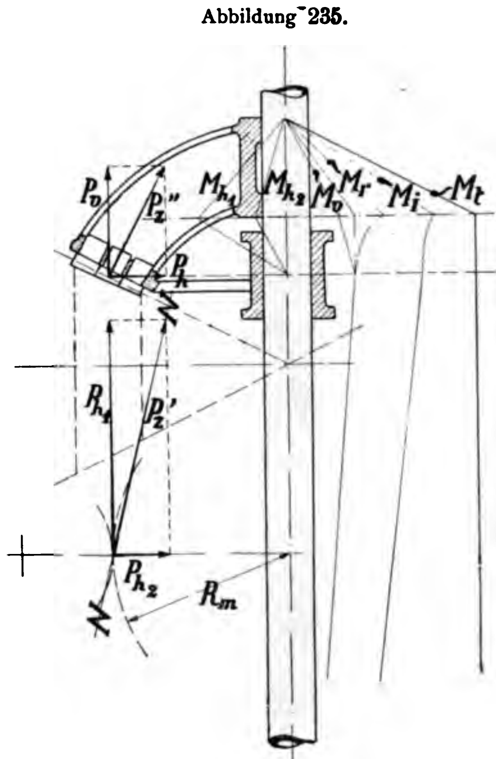
§ 43.

Turbinen-Zapfen und -Lager.

Nach der entsprechenden Lage der Spurzapfen zur Turbinenwelle unterscheidet man Ober-, Mittel- und Unterwasserzapfen.

Der Oberwasserzapfen, an dem die Hohlwelle mit dem Laufrad gewissermassen aufgehangen ist, verdient wegen seiner leichten Zugänglichkeit und Wartung den Vorzug vor allen anderen Zapfen. Siehe Tafel IL, Abb. 2 und 6. In einer Erweiterung der hohlen Welle ist in der Regel der Zapfen eingebaut und läuft auf einer auf der Tragstange ruhenden Spurplatte.

Abbildung 235.



Sind grössere Kräfte zu übertragen oder ist die Wellenleitung sehr lang, was zum Beispiel bei Anordnung von mehreren Turbinen übereinander vorkommt, dann sind Vollwellen auszuführen und der Endzapfen als Ringspur-Oberwasserzapfen nach Tafel IL, Abb. 1 zu konstruieren. Jeder Ringspurzapfen verbraucht relativ mehr Arbeit als ein gewöhnlicher Zapfen und ist wegen seines grösseren Durchmessers gegen Fehler in der Aufstellung bedeutend empfindlicher. Seine Anwendung ist deshalb tunlichst zu umgehen, wenn nicht der Spurzapfendruck durch magnetische Aufhängung der Turbine oder durch hydraulische Entlastungsvorrichtungen, vgl. auch § 11, verkleinert werden kann.

Ausser letztgenannten Zapfen hat noch der Hängezapfen nach Tafel IL, Abbildung 4 eine Ringspur. Dieser wird ausschliesslich für Vollwellen angewandt, wenn im Saugrohr das Tragkreuz vermieden werden soll.

Der Mittelzapfen kommt nur bei Hohlwellen vor und ist ebenso vorzüglich wie der Oberwasserzapfen. Er sitzt in einer Laterne mit seitlicher Oeffnung

und Kuppelflansch. Sein Spurlager ist auf die Tragstange gestützt. Siehe die Schnittfigur nach Tafel IL, Abbildung 5.

Der Unterwasserzapfen (Tafel IL, Abb. 7 und 8) wird zumeist in Pockholz ausgeführt. Er kann aber nur in ganz reinem Wasser, und da, wo eine beständige Wasserspülung gesichert ist, ausgeführt werden. Die zulässige Flächenpressung beträgt $p = 8 \div 10$ kg/cm².

Alle Zapfen und Lager müssen, da sie der Abnützung unterliegen, eine Nachstellvorrichtung erhalten. Das richtige Arbeiten der Spurzapfen verlangt ausserdem ein oder mehrere Führungs- oder Halslager für die Turbinenwelle. Solange das Führungslager unter Wasser aufgestellt ist, kann das eigentliche Lager aus Pockholz ausgeführt werden. Ueber Wasser wird zur Lagerschale aber stets Bronze oder Lagermetall verwandt. Siehe die entsprechenden Abbildungen 9 und 10 der Tafel IL.

Die Schmierung der Zapfen muss sorgfältig durchgebildet sein. Am besten geschieht die Oelzuführung von der Mitte des Zapfens aus. Bei hohem Druck ist das Oel unter der Gleitfläche hindurch zu pressen und ausserdem eine besondere Wasserkühlung vorzusehen. Die Fourneyronturbine nach Tafel XXXIV hat einen solchen Ringspuroberwasserzapfen, bei dem das Oel durch eine um das Lager laufende Kühlschlange, in welcher ständig Wasser zirkuliert, abgekühlt wird. Die Unterwasserzapfen erhalten Schmierung mit konsistentem Fett. Die Zuführung des Fettes hat in mindestens $^1/_2$″-Rohr zu geschehen. Soweit Francis-Spiral- und -Schachtturbinen Drucklager besitzen, welche direkt in die Gehäuswand eingebaut sind, ist es wegen des ungleich hohen Wasserdruckes zu beiden Seiten des Lagers sehr leicht möglich, dass das Wasser das Schmiermaterial unter der Lauffläche hinwegdrückt. Hier ist es nötig, dass die eine Lagerseite eingekapselt und mittelst Röhrchen ein Druckausgleich zwischen beiden Lagerseiten hergestellt wird.

Das erwähnte Drucklager kommt nur bei Francisturbinen mit horizontaler Achse vor und hat den Zweck, den hier auftretenden achsialen Druck aufzufangen. Bei symmetrischer Anordnung von zwei Francisturbinen kommt das Drucklager in Wegfall, und man bedarf nur eines Führungs- bezw. Traglagers.

Es stellt die Abbildung 2, Tafel IIL, ein gemeinschaftliches Trag- und Drucklager dar, welches in die Haube einer Schachtturbine eingebaut ist und dessen Lagerflächen mittelst Labyrinthdichtung gegen eindringendes Wasser abgedichtet sind. Die Lagerkonstruktion nach Abbildung 3, Tafel IIL, für grössere Turbinen geeignet, ist von der Stopfbüchse gesondert und zur besseren Schmierung als geteiltes Lager ausgebildet. Abbildung 4, Tafel IIL, zeigt eine ähnliche Konstruktion, bei welcher das Kugeldrucklager besondere Nachahmung verdient. Noch grössere Turbinen machen es nötig, das Lager von dem Turbinengehäuse zu trennen und gesondert auf einem Lagerblock unterzubringen. Mit Vorteil können hier die Kugeltraglager angewandt werden, welche ohne besondere Vorkehrung achsiale Drucke bis zu $^1/_3$ des lotrechten

Lagerdruckes übertragen. Ein weiterer Vorzug der einreihigen Kugeltraglager ist ihre Unempfindlichkeit gegen geringe Verschiebung der Welle und gegen Aufstellungsfehler.

Die Berechnung des Spurzapfens erfolgt nach zwei Gesichtspunkten. Erstens müssen die Dimensionen des Zapfens bezw. der Flächendruck eine bestimmte Grösse haben, damit das Schmiermaterial zwischen den arbeitenden Flächen haften bleibt. Zweitens muss die Wärme, welche durch die Zapfenreibungsarbeit entsteht, genügend abgeleitet werden. Um einer ungleichförmigen Abnutzung und einer daraus folgenden hohen Flächenpressung vorzubeugen, sind alle Zapfen mit einer mittleren Ausdrehung zu versehen, das heisst sie sind als Ringzapfen auszuführen. Die Schmierung erfolgt dann von dieser mittleren Ausdrehung aus.

Bedeutet d_2 den äusseren Zapfendurchmessser und $d_1 = 0{,}25 \div 0{,}15\, d_2$ den inneren Zapfendurchmesser, dann ist gemäss der Gesamtbelastung P zu berechnen.

$$P = (d_2^2 - d_1^2)\frac{\pi}{2}p \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 174.$$

Hierin ist nach R. Stribeck der Flächendruck $p = 50 \div 80$ kg/cm², bei sehr sorgfältiger Ausführung und nicht zu hoher Tourenzahl $p = 90 \div 120$ kg/cm² zu setzen. Die Verkleinerung der Lauffläche durch die Schmiernuten (etwa 10 bis 20 %) ist in der Rechnung zu berücksichtigen.

Mit Rücksicht auf ein Heisslaufen des Zapfens muss sein

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{Pn}{A} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 175.$$

R. Stribeck gibt die Erfahrungszahl $A = 40000 \div 100000$ an, je nach der Ausführung und Schmierung des Spurzapfens. Hierbei ist zu bemerken, dass ohne zwingende Gründe von dem hohen Werte kein Gebrauch gemacht werden soll. Die Gesamtbelastung der Zapfen ist je nach der Anordnung und Ausführung verschieden.

Zur Berechnung der Ringschmierlager gelten sinngemäss dieselben Gleichungen, wie für die Spurzapfen. Es muss sein die Gesamtbelastung

$$P = d\,l\,p \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 176.$$

Für den ersten Entwurf können die Verhältniszahlen der Tabelle XIV benutzt werden. Handelt es sich darum, ein Lager von geringer achsialer Abmessung zu konstruieren, dann ist ein Kugeltraglager zu wählen.

XIV. Tabelle. Verhältniswerte für Ringschmierlager.

Tourenzahl: n	Verhältnis: $d:l$
100÷150	1 : 1,75
150÷300	1 : 2,5
300÷500	1 : 3,4
500 und mehr	1 : 4,5

Ein gutes Ausführungsbeispiel eines Stützkugellagers für vertikale Wellen gibt Abb. 3 der Tafel IL, welches von den deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin, hergestellt wird. Seine Abmessungen für die verschiedenen Belastungsfälle sind der Tabelle XV zu entnehmen.

Bevor dieses Lager zusammengebaut wird, ist der Distanzring eine halbe Stunde lang in 40° erwärmtem Zylinderöl gut zu tränken. Das Gehäuse ist stets bis zu Höhe $x - x$ mit Zylinderöl zu füllen und von Zeit zu Zeit ist das Oel zu erneuern.

XV. Tabelle. Turbinen-Stützkugellager.

Nr.	Abmessungen der Stützkugellager in mm					Zulässige Belastungen in kg		
	Innerer Durchmesser d	Aeusserer Durchmesser d_1	Lagerhöhe h	Abrundungsradius r	Radius der Kugelballen R	Bis zu 300 Umdrehungen i. min	Bis zu 150 Umdrehungen i. min	Bis zu 10 Umdrehungen i. min
1	180	270	65	2	300	4000	5000	14000
2	205	305	70	2	310	5500	7000	20000
3	235	345	80	3	340	7500	10000	27000
4	235	355	90	3	360	9000	12000	33000
5	270	400	100	3	400	12000	15000	42000
6	305	445	110	3	460	15000	20000	55000

Für Kugeltraglager berechnet sich die zulässige Belastung, wenn P die Last bedeutet, aus der Beziehung

$$P = c\,i\,d^2 \quad \ldots\ldots \quad 177.$$

Hierin ist d der Kugeldurchmesser in cm und i die Anzahl der Kugeln, meist $i = 8 \div 10$. c ist ein Koeffizient, welcher, sofern Stahlkugeln und Stahlrinnen von Kreisbogenform in Betracht kommen, deren Krümmungshalbmesser nach Abb. 236 $^2/_3\ d$ beträgt, zu $c = 100 \div 150$ gesetzt werden kann. Es folgt hieraus die maximale Lagerbelastung (in kg)

Abbildung 236.

$$P_{\max} = 100 \div 150\ i\,d^2 \quad \ldots\ldots \quad 178.$$

und für ebene, kegel- oder zylinderförmige Laufrinnen nur

$$P_{\max} = 30 \div 50\ i\,d^2 \quad \ldots\ldots \quad 179.$$

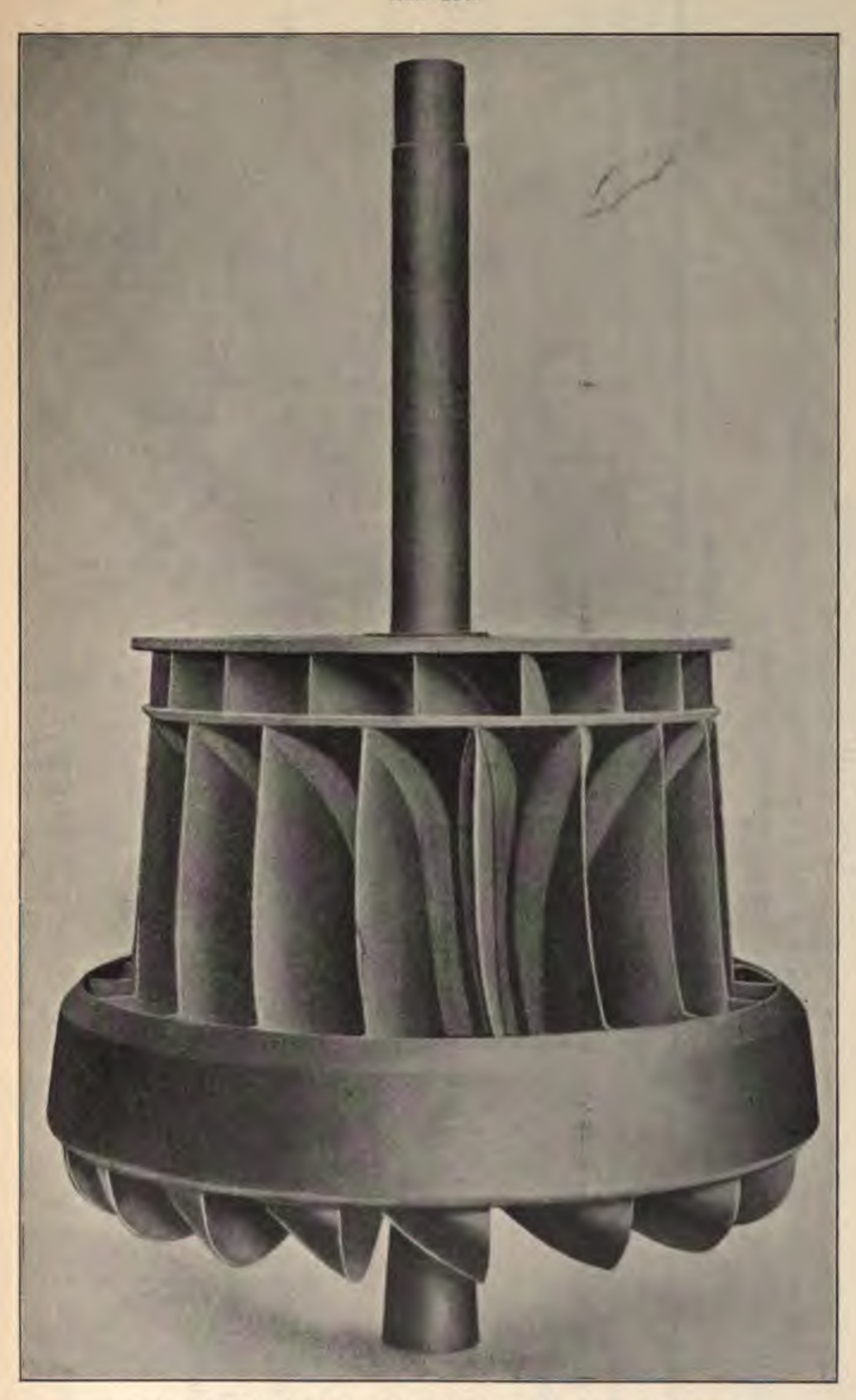
Hat ein Laufring i Kugeln, dann berechnet sich die grösste Belastung für eine Kugel

$$P_{K\max} = \frac{5\,P}{i} \quad \ldots\ldots \quad 180.$$

für $i = 10 \div 18$. Zu beachten ist, dass sich die Reibungsarbeit der Kugel mit kleinerem i verkleinert. Der Rechnung ist vorteilhaft der zwei- bis dreifache Betrag der normalen Betriebslast zugrunde zu legen.

Massgebend für die Beurteilung der Kugeln ist ihre Sprungfestigkeit und nicht die Bruchfestigkeit, wie oft fälschlich angenommen wurde; denn die Zerstörung einer Kugel erfolgt zumeist durch Ausspringen kleinerer Stücke. Die Deformierung der Laufrinne geht stets von der weichsten Stelle aus, deshalb müssen Laufrinne wie Kugel gleich hart und zähe sein. Hiervon hängt in erster Linie die Güte jedes Kugellagers ab. Sodann muss beim Einbauen des Lagers darauf geachtet werden, dass der Flächendruck auf der ganzen Gleitfläche konstant ausfällt; das Lager muss sich also immer senkrecht zur Richtung des Lagerdruckes einstellen können.

Abb. 237.



New-Samsonturbinenlaufrad. (James Leffel & Co., Springfield, Ohio.)

Vergl. a. Abb. 59, S. 60.

Gleichungsverzeichnis.

Nachstehend sind die Hauptgleichungen mit allen zur Berechnung erforderlichen Angaben zusammengestellt. Das Verzeichnis dient noch ausserdem zum bequemen Nachschlagen der im Text angezogenen Gleichungen.

I. Abschnitt: **Allgemeines.**

Paragraph	Gleichung	Nr.	Seite	Bemerkung
§ 6. Grössenberechnung einer Turbinenanlage	$N_a = \frac{1000\, Q H}{75}$	11	13	
	$\xi = \frac{N_e}{N_a} = 1 - \frac{w_4^2}{2 g H} - \rho = 1 - \alpha - \rho$	13	14	Anzunehmende Mittelwerte: $\alpha_m = 0{,}04$, $\rho_m = 0{,}12$.
	$N_\xi = \xi N_a$	14	14	$\xi_m = 0{,}84$.
	$N_\eta = \eta N_a$ ($N_\eta = 10\, Q H$ bei $\eta = 0{,}75$)	15	14	$\eta_m = \xi - 0{,}03 = 0{,}81$.
§ 9. Ableitung der allgemeinen Turbinengleichung	$2 g H \xi = w_1^2 - v_1^2 + u_1^2 - w_2^2 + v_2^2 - u_2^2$	25	22	Siehe auch Gleichung 44 und 45.
§ 11. Spaltverluste und Achsialdrücke	$Q_s = \varphi F_s \sqrt{2 g h_s}$	27	24	$\varphi = 0{,}4 \div 0{,}7$ zu setzen.
	$F_s = D_1 \pi \delta_s$	28	24	Kranzspaltweite $\delta_s = 0{,}5 \div 2$ mm zu setzen und F_s für beide Kranzspalte zu berechnen.
	$h_s = h_1 - h_2 = H - \frac{w_1^2}{2 g}$	32	24	Angenäherter Spaltüberdruck. S. a. Gl. 34, S. 25.
	$h_s = h_1 - h_2 = p = 0$	33	24	Spaltdruck bei Druckturbinen.
	$P = P_q + P_g - P_r$	36	27	Gültig für stehende Francisturbine,

				schen Saugrohr
§ 13. Wechselseitige Beziehungen der Winkel und Geschwindigkeiten einer Ueberdruckturbine.	$h_4 - h_2 = H_2 - H_4 - (\rho_3 + \rho_4) H$	39	29	Druckhöhenunterschied beim zylindrischen Saugrohr.
	$u_1 w_1 \cos\delta_1 - u_2 w_2 \cos\delta_2 = g H \xi$	44	30	
	$u_1 w_1 \cos\delta_1 = g H \xi$	45	30	Gültig für senkrechten Austritt: $\delta_2 = 90^\circ$.
	$w_1 = \sqrt{(gH\xi + u_2 w_2 \cos\delta_2) \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}}$	47	31	Allgemeiner Fall.
	$u_1 = \sqrt{(gH\xi + u_2 w_2 \cos\delta_2) \frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}}$	48	31	
	$w_1 = \sqrt{gH\xi \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}}$	49	31	Gültig für senkrechten Austritt: $\delta_2 = 90^\circ$.
	$u_1 = \sqrt{gH\xi \frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}}$	50	31	
	$w_1 = \sqrt{gH(1 - \Sigma\rho) \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}}$	51	32	Allgemein gültig für $v_2 = u_2$ und zylindrisches Saugrohr: $w_4 = w_2$, wobei $\xi = 1 - \Sigma\rho - \frac{w_2^2}{2gH}$.
	$u_1 = \sqrt{gH(1 - \Sigma\rho) \frac{\sin(\beta_1 - \delta_1)}{\sin\beta_1 \cos\delta_1}}$	52	32	
	$u_1 = \sqrt{\left(gH(1 - \Sigma\rho)\right)\left(1 - \frac{\operatorname{tg}\delta_1}{\operatorname{tg}\beta_1}\right)}$	52a	32	
	$w_1 = \frac{1}{\cos\delta_1} \sqrt{gH\xi}$	53	32	Gültig für $\delta_2 = 90^\circ$, $v_2 = u_2$ und radiale Schaufelenden: $\beta_1 = 90^\circ$.
	$u_1 = \sqrt{gH\xi}$	54	32	

Paragraph	Gleichung	Nr.	Seite	Bemerkung
§ 13. Wechselseitige Beziehungen der Winkel und Geschwindigkeiten einer Ueberdruckturbine	$w_1 = \frac{1}{\cos \delta_1} \sqrt{g H (1 - \Sigma \rho)}$	55	32	Gültig für $\delta_2 = 90^0$, $v_2 = u_2$, $\beta_1 = 90^0$ und $w_4 = w_2$.
	$u_1 = \sqrt{g H (1 - \Sigma \rho)}$	56	32	
§ 14. Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Turbinenleistung	$u_1 = C \sqrt{H}$	58	34	C ∞ 2 für Druckturbinen, C ∞ 4 für Ueberdruckturbinen.
§ 15. Das Verhalten der Turbinen bei verändertem Gefälle. Die Klassifikation der Turbinen . .	$n_{1m} = \frac{n}{\sqrt{H}}$	63	35	Das dem veränderten Gefälle H' entsprechende n', Q' und N_η' folgt durch Multiplikation von n_{1m}, Q_{1m} mit $\sqrt{H'}$ und von $N_{\eta 1m}$ mit $H' \sqrt{H'}$.
	$Q_{1m} = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	64	35	
	$N_{\eta 1m} = \frac{N_\eta}{H \sqrt{H}}$	65	35	
	$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N_\eta}{\sqrt{H}}}$	66	35	Werte von spezifischen Umlaufzahlen siehe S. 35 und 36.
	II. Abschnitt: **Die Turbinentypen.**			
§ 17. Berechnung der äusseren Radial-Ueberdruckturbine . .	$w_2 = \sqrt{2 g H \alpha}$	67	54	Allgemein gültig.
	$F_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q$	68	54	Zur Berechnung der Laufrad-Austrittsfläche.
	$F_2 = D_2 \pi b_2 = \frac{1{,}1\, Q}{w_2}$	69	54	Gültig für $\delta_2 = 90^0$ und für $\underline{a_2 + s_2} = 1.1$.

$D_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_3 + f_w)}$	71	57	Anzunehmen: $f_w = 0{,}03\, F_3$.
$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_3 + f_w + f_t)}$	72	57	Anzunehmen: $f_t = 0{,}02 \div 0{,}09\, F_3$.
$D_4 = \sqrt{\frac{4\, Q}{\pi\, w_4}}$	73	57	Anzunehmen: $w_4 = 0{,}70 \div 1{,}5$ m/sk.
$D_1 = 0{,}9\, D_3$	74	57	Ergibt: Francisschnelläufer.
$D_1 = 1{,}4\, D_3$	75	58	Ergibt: Francisnormalläufer.
$D_1 = 1{,}7\, D_3$	76	58	Ergibt: Francislangsamläufer.
$\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$	77	59	Allgemein gültig. $\delta_1 = 15^\circ \div 30^\circ$.
$n = \frac{60\, u_1}{D_1\, \pi}$	78	59	Allgemein gültig.
$b_0\, z_0\, a_0\, w_0 = Q$	79	61	Zur Berechnung von $b_0 = b_1$.
$t_2 = \frac{D_2\, \pi}{z_2} \quad (z_2\, t_2 = D_2\, \pi)$	83	63	Allgemein gültig für Vollturbinen.
$z_2\, a_2\, b_2\, v_2 = {}^3/_4\, Q$	84	63	Nur gültig bei Francisturbinen zur Berechnung von b_2, wobei Fehler bis $\pm$ 3% zulässig.
$G_0 = \frac{z_0\, (a_0 + s_0)}{\pi}$	85	64	Allgemein gültig.
$G_2 = \frac{z_2\, (a_2 + s_2)}{\pi}$	86	66	Allgemein gültig.

Paragraph	Gleichung	Nr.	Seite	Bemerkung
§ 18. Berechnung der inneren Radial-Ueberdruckturbine	$F_z = \frac{Q}{w_z}$	87	74	Anzunehmen: $w_z = 1{,}5 \div 3$ m/sk.
	$D_z = \sqrt{\frac{4}{\pi}(F_z + f_w + f_k)}$	88	74	Anzunehmen: $f_w + f_k = 0{,}03 \div 0{,}06\, F_z$.
	$D \pi b = \frac{D_z^2 \pi}{4}$	89	74	Zur Berechnung von b mit $D = D_z$.
	$D_0 = D + (D_0 - D)$	90	75	Anzunehmen: $\frac{D_0 - D}{2} = 150 \div 200$ mm.
	$D_2 = \frac{1{,}1\, Q}{\pi\, w_2\, b_2}$	92	76	Bedingung: $\frac{D_2 - D_1}{2} \geqq 200 \div 300$ mm.
	$z_2\, a_2\, b_2\, v_2 = Q$	93	77	Allgemein gültig für Ueberdruckturbinen zur Berechnung von b_2.
§ 20. Berechnung der inneren Radial-Druckturbine	$F_0 = \frac{Q}{w_0}$	94	83	Allgemein gültig für Druckturbinen.
	$w_0 = w_1 = \varphi \sqrt{2 g H_e}$	95	83	Allgemein gültig für Druckturbinen. Zu setzen: $\varphi = 0{,}92 \div 0{,}96$.
	$z_0\, b_0\, a_0 = F_0$	96	83	z_0 entspricht der Teilbeaufschlagung. Bedingung: $b_0 \leqq 110 \div 150$ mm.
	$t_0 = \frac{a_0 + s_0}{\sin \delta_0}$	97	84	Anzunehmen: $\delta_0 = 15^\circ \div 30^\circ$. Vergl. a. Gl. 77.
	$p = \frac{z_0\, t_0}{D_1 \pi}$	98	85	Für $p > 0{,}3$ Leitapparat teilen. Der Partialitätsgrad $p = 1$ ergibt eine Vollturbine.

				bei $w_2 = 1$ m/sk.
	$p\, D_2 \pi b_2 = \frac{1{,}2 \div 1{,}9\, Q}{w_2}$	102	86	Zur Berechnung von b_2. Auszuführen: $b_2 \geqq 2\, b_0$.
	$p\, D_1 \pi b_0 = \frac{1{,}1\, Q}{w_1 \sin \delta_1}$	103	86	$w_1 = w_0\, \delta_1$ gemäss der Neigung der Leitschaufel einzuführen.
	$v_1 = \sqrt{v_2^2 (1 + \zeta) - 2 g H_r}$	105	87	Allgemein gültig für Radial-Druckturbinen. Zu setzen $\zeta = 0{,}06 \div 0{,}2$, wachsend mit abnehmendem Krümmungsradius der Schaufel.
	$v_1 = v_2 \sqrt{1 + \zeta}$	106	87	Näherungsgleichung für Gl. 105.
	$z_{2\,min} = 35 + 20\, D_1$	107	87	Gültig für Teilbeaufschlagung.
§ 21. Berechnung der Tangential-Druckturbine	$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{w_0}}$	108	91	Anordnung von mehreren Düsen bei unpraktisch grossem Düsendurchmesser. Ueber das Verhältnis des Düsendurchmessers zum Strahlkreisdurchmesser s. a. Tab. III S. 100.
	$b = 4 \div 8\, d_0$	109	93	b = achsiale Schaufelerstreckung.
	$e = 0{,}5 \div 0{,}8\, b$	110	93	e = radiale Schaufelerstreckung.
	$t = \frac{m}{2{,}5}$	111	96	Zur Konstruktionsgrösse m siehe Abb. 92 S. 96.
	$u_1 = 0{,}42 \div 0{,}48\, w_0$	112	96	Im Mittel 0,46 zu setzen.
§ 22. Berechnung der Achsial-Ueberdruckturbine	$D_2 = \sqrt{\frac{5{,}5}{\pi} \frac{Q}{w_2}}$	113	103	$D_2 = D_1 = D_0$ auszuführen.

Paragraph	Gleichung	Nr.	Seite	Bemerkung
§ 22. Berechnung der Achsial-Ueberdruckturbine	$b_1 = \frac{b_2}{\operatorname{tg} \delta_1} \sqrt{\frac{2\alpha}{\xi}}$	115	104	Hierin b_2 nach Gl. 93 einzuführen.
	$l_1 = 0{,}9 \div 0{,}15\, D_1$	116	104	Siehe auch Tabelle IV S. 104.
	$l_0 = 0{,}75 \div 0{,}85\, l_1$	117	104	
§ 23. Berechnung der Achsial-Druckturbine	$D_2 = \sqrt{\frac{6 \div 9{,}5}{\pi p} \frac{Q}{w_2}}$	118	109	Hieraus folgt: $D_1 = D_0 = 0{,}95\, D_2$
	$l_1 = 0{,}10 \div 0{,}20\, D_1$	119	110	Siehe auch Tabelle V S. 111.
	$l_0 = 0{,}60 \div 0{,}80\, l_1$	120	111	
	$z_2 = 30 + 25\, D_1$	121	111	Gültig für Vollturbinen, auch wenn radial beaufschlagt.

III. Abschnitt: **Regulierung der Turbinen.**

Paragraph	Gleichung	Nr.	Seite	Bemerkung
§ 26 Die Kraftregler	$\varepsilon = \frac{n'' - n'}{n}$	122	146	$n = \frac{n'' + n'}{2}$. Praktische Zahlenwerte für $\varepsilon = 0{,}02 \div 0{,}002$
	$\delta = \frac{n_0 - n_u}{n_m}$	123	146	$n_m = \frac{n_0 + n_u}{2}$. Die Art des Betriebes bestimmt δ. Vgl. a. über elastische Rückführung S. 152 u. Gleichung 138.
§ 28. Berechnung des Kraftaufwandes für die Bewegung der Regulierorgane. Die Drucksteigerung bei Rohrabschluss . . .	$K = K_i + K_r$	—	164	Ueber Regulierarbeit K vgl. auch Tabelle VI S. 192.
	$K_i = z_0 K_s$	124	162	Gültig für Drehschaufeln. Ueber K_s siehe S. 162. K_r ist Ver-

	$p_d = \frac{[illegible]}{g\, t_s}$	128	163	$\psi = 0{,}7$ **zu setzen.**
§ 29. Berechnung des hydraulischen Servomotors	$p_k = \frac{P}{F}$	130	165	Hierin $P = \frac{K}{a}$; a = Kolbenhub.
	$p_{st} = \varphi\,(p - p_k)$	131	165	Gültig für den einfach wirkenden,
	$p_{st} = \varphi\left(\frac{p - p_k}{2}\right)$	132	165	gültig für den doppelt wirkenden Servomotor. $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}8$ zu setzen. p = disponibler Druck im Druckbehälter p_{st} = disponibler Druck im Steuerkanal, p_k = spezifischer Arbeits-Kolbendruck.
	$c = \zeta \sqrt{\frac{2\, g\, H_{st}}{\gamma}}$	133	166	$\zeta = 0{,}2 \div 0{,}6$ zu setzen. H_{st} Gefällshöhe entsprechend dem Druck p_{st}.
	$f = \frac{F\, w_k}{c}$	134	166	
§ 30. Berechnung der Betriebsschwungmassen für Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator .	$\delta = \varepsilon + 736\, \frac{N}{G\, c^2}\left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\, \frac{N}{N_t}\right) t_s + t_s\right]$ . .	138	169	Vgl. das Rechnungsbeispiel S. 170.
	$G\, D^2 = \frac{3000\, N}{\omega^2\, (\delta - \varepsilon)}\left[\left(\varphi_1 \frac{x}{m} + \frac{\varphi_2}{2}\, \frac{N}{N_t}\right) t_s + t_s\right]$.	139	170	

Paragraph	Gleichung	Nr	Seite	Bemerkung
	IV. Abschnitt: Untersuchung der Turbine und Anleitung zur Wassermessung.			
§ 35. Das Untersuchen der Turbinenanlage	$N_\eta = \frac{G\,l}{r} \cdot \frac{\pi\, r\, n}{30 \cdot 75} = 0{,}001396\, n\, G\, l$	140	217	G = Bremsgewicht. l = Hebellänge. r = Bremsscheibenhalbmesser n = Uml/min.
§ 36 Hydrometrie	$Q = k\, b\, a \sqrt{2\, g\, h}$	143	223	Gleichung für Ausflussöffnungen an Druckschützen. $k = 0{,}60 \div 0{,}65$ zu setzen. Siehe auch Tabelle VIII S. 224.
	$Q = k\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$	144	226	Gleichung für den Ueberfall mit seitlicher Kontraktion. $k = 0{,}39 \div 0.42$ für Breiten $b = 20 \div 60$ cm Siehe auch Tabelle IX S. 226.
	$w = \alpha\, n + \beta$	145	228	Gleichung des hydrometrischen Flügels.
	$w = \psi \sqrt{2\, g\, (h_1 + h_2)}$	146	229	Gleichung der hydrometrischen Röhre.
	$w_m = 0{,}80 \div 0{,}85\, w$	147	230	Gleichung der Profilgeschwindigkeit, wobei w die Wassergeschw.

§ 38. Die Projektierung der Turbinenanlage und der Einbau der Turbine	$a = \sqrt{\frac{F \sin \vartheta}{2 - \cos \vartheta}}$	148	243	Gleichungen über den vorteilhaftesten Kanalquerschnitt. Siehe auch Abb. 210. Ueber den Böschungswinkel ϑ siehe S. 243.
	$b_1 = \frac{F}{a} + a \operatorname{cotg} \vartheta$	149	243	
	$b = \frac{F}{a} - a \operatorname{cotg} \vartheta$	150	243	
§ 39. Die Triebrohrleitung	$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w_z^2}{2g} = 0{,}083 \lambda l \frac{Q^2}{d^5}$	154	247	Gleichung über den Gefällshöhenverlust durch Wasserreibung.
	$\lambda = 0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}$	155	247	Koeffizient nach Darcy.
	$\lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}004}{\sqrt{w_z}}$	—	—	„ „ H. Lang.
	$\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{w_z}}$	—	—	„ „ Weisbach.
§ 41. Turbinen-Kränze, -Arme und -Naben	$\lambda_L = 0{,}065 D_1 + 10$ mm	162	256	Laufradwandstärke bei Gussschaufeln.
	$\lambda_L = 0{,}065 D_1 + 20$ mm	163	256	Laufradwandstärke bei Schmiedeisenschaufeln.
	$k_z = 0{,}2 U^2$ (kg/cm²)	164	258	k_z für Gusseisen. Siehe a. Tab. XI.
	$k_z = 0{,}24 U^2$ (kg/cm²)	165	258	k_z für Schmiedeisen. S. a. Tab. XII.
	$k_z = 0{,}25 U^2$ (kg/cm²)	166	258	k_z für Stahlguss. Siehe a. Tab. XIII.

Paragraph	Gleichung	Nr	Seite	Bemerkung
§ 42. Turbinen-Welle und -Tragstange	$h = 21 \sqrt[3]{\frac{N_\eta}{n}}$	167	259	h = Höhe der Radarme.
	$i = 0{,}15 \sqrt{D_1}$	168	259	i = Anzahl der Radarme.
	$L = H_r + 0{,}03\, D_1$	169	260	L = Nabenlänge. Aussparung $L_1 = 0{,}4 \div 0{,}5\, d_W$.
	$d_W = \sqrt[3]{2400 \frac{N_\eta}{n}}$	171	261	d_W = Wellendurchmesser für Flussstahlvollwellen bei reiner Drehungsbeanspruchung.
	$d_T = \sqrt[4]{\frac{P L_T^2}{6}}$	173	263	d_T = Tragstangendurchmesser zum Spurzapfendruck P, vergl. § 11.
§ 43. Turbinen-Zapfen und -Lager	$P = (d_2^2 - d_1^2) \frac{\pi}{2} p$	174	266	Der spezifische Flächendruck $p = 50 \div 80$ kg/cm² zu setzen.
	$d_2 - d_1 > \frac{P n}{A}$	175	266	Die Erfahrungszahl $A = 40000 \div 100000$ zu setzen.
	$P_{max} = 100 \div 150\, i\, d^2$	178	267	i = Anzahl der Kugeln. Gültig für Kugellager mit kreisbogenförmigen Laufrinnen.
	$P_{max} = 30 \div 50\, i\, d^2$	179	267	Gültig für Kugellager mit ebenen, kegel- od. zylinderförmigen Laufrinnen

Zeitschriften-Literaturverzeichnis.

Baashuus, Zur Konstruktion der Laufräder der Radialturbinen. Z. d. V. D. Ing. 1901, S. 1602.

— Desgl. 1902, S. 72.

— Die Klassifikation der Turbinen. Z. d. V. D. Ing. 1905, S. 92.

Budau, Druckschwankungen in Turbinenzuleitungsrohren. Z. d. österr. Ing. u. Arch.-V. 1905.

Camerer, Neue Diagramme zur Turbinentheorie. Dinglers Polyt. Journal 1902.

Escher, Ueber die Schaufelung des Löffelrades. Schweizer. Bauztg., Bd. 45, 1905.

— Die Schaufelung der Francisturbinen. Schweizer. Bauztg., Bd. 41, 1902.

Hartwagner, Theoretische Untersuchungen am Peltonrad. Z. f. d. ges. Turbinenwesen, Bd. 2, 1905.

Houkowsky, Die Regulierung der Turbinen. Z. d. V. D. Ing. 1896, S. 839.

Hummel, Ueber die Formgebung der Schaufeln bei Francisturbinen. Dinglers Polyt. Journal 1899.

Kaplan, Neues Verfahren zur Berechnung und Konstruktion der Francisturbinen-Schaufel. Z. f. d. gesamte Turbinenwesen, Bd. 2, 1905.

Léauté, Memoires sur les oscillations à longues périodes dans les machines actionnées par des moteurs hydrauliques. Journal de l'Ecole Polytechnique 1885.

— Du mouvement tremblé des moteurs, consécutif à une perturbation brusque. Journal de l'Ecole Polytechnique 1895.

Pfarr, Regulierung und Regulatoren. Z. d. V. D. Ing. 1891, S. 892.

— Der Reguliervorgang bei Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator. Z. d. V. D. Ing. 1899, S. 1553.

Prášil, Die Turbinen und deren Regulatoren auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896. Schweizer. Bauztg. Bd. 27, 1896.

— Spezialbericht über die Turbinen und deren Regulatoren von der Weltausstellung in Paris 1900. Schweizer. Bauztg. Bd. 37, 1901.

Proell, Ueber den indirekt wirkenden Regulierapparat Patent Proell. Z. d. V. D. Ing. 1884, S. 458.

Reichel, Die Weltausstellung in Paris 1900. Turbinenbau. Z. d. V. D. Ing. 1900, S. 657.

— Desgl. 1901, S. 1386.

Replogle, Speed Government in Water-Power-Plants. Journal of the Franklin Instituts 1898.

Ribourt, La régulation des turbines hydrauliques. Ingenieurs Civils de France 1904.

Stodola, Ueber die Regulierung von Turbinen. Schweizer. Bauztg. 1893 und 1894.

Schmoll von Eisenwerth, Beitrag zur Theorie und Berechnung der hydraulischen Regulatoren für Wasserkraftmaschinen. Dinglers Polyt. Journal 1904.

Speidel und Wagenbach, Ueber Francisturbinenschaufelung. Z. d. V. D. Ing. 1899, S. 581.

Druck von FRANZ X. SEITZ, München,
Buttermelcherstrasse 16.







